



**UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO**

**ESCUELA ACADÉMICO PROFESIONAL DE  
INGENIERIA MECANICA**

**SELECCIÓN DE COLECTORES SOLARES PARA  
PRECALENTAR EL AGUA DE REPOSICIÓN DE LA  
CALDERA PIROTUBULAR INTENSA DE 100BHP PARA  
REDUCIR EL COSTO DE COMBUSTIBLE EN EL  
HOSPITAL BELEN –TRUJILLO.**

---

**TESIS PARA OBTENER EL TÍTULO PROFESIONAL DE:**  
Ingeniero Mecánico

**AUTOR:**  
Campos Buscene, Luis Gabriel.

**ASESOR:**  
Ing. Martín Teófilo Sifuentes Inostroza

**LÍNEA DE INVESTIGACION:**  
Generación, transmisión y distribución de energía  
**TRUJILLO – PERÚ**

2014

“SELECCIÓN DE COLECTORES SOLARES PARA PRECALENTAR EL AGUA DE  
REPOSICIÓN DE LA CALDERA PIROTUBULAR INTENSA DE 100BHP PARA REDUCIR  
EL COSTO DE COMBUSTIBLE EN EL HOSPITAL BELEN –TRUJILLO.”

---

Campos Buscene, Luis Gabriel.

Autor

Presentada a la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad César Vallejo de Trujillo para su  
aprobación.

---

Ing. Jorge Salas Ruiz.

Presidente

---

Ing. Felipe Eduardo De La Rosa Bocanegra.

Secretario

---

Ing. Martín Teófilo Sifuentes Inostroza

Vocal

TRUJILLO – PERÚ

2014

## **DEDICATORIA**

A Dios y a mi familia por su constante apoyo y motivación a pesar de las adversidades, pues es el hogar el eje que nos mantiene girando.

A mi madre por la dedicación que entrega a su familia, dándome el apoyo moral para superar cualquier obstáculo.

A mi padre por ser un ejemplo de éxito, para alcanzar una meta profesional en la vida.

A mis hermanos por instruirme y orientarme en momentos críticos en el transcurso de mi educación profesional.

## **AGRADECIMIENTO**

Agradezco a mis profesores, tutores y autoridades de la Universidad Cesar Vallejo por dotarme de las herramientas necesarias en el transcurso de mi formación superior, para poder competir y desenvolverse como ingeniero mecánico dentro de las mejores empresas, teniendo los conceptos y practica necesaria para poder realizar una tesis de Generación, transmisión y distribución de energía a un nivel competitivo. Gracias por su confianza y buena voluntad.

## **DECLARACIÓN DE AUTENTICIDAD**

Yo Campos Buscene, Luis Gabriel con DNI N° 45455254, a efecto de cumplir con las disposiciones vigentes consideradas en el Reglamento de Grados y Títulos de la Universidad César Vallejo, Facultad de Ingeniería, Escuela de Ingeniería Mecánica, declaro bajo juramento que toda la documentación que acompaño es veraz y auténtica.

Así mismo, declaro también bajo juramento que todos los datos e información que se presenta en la presente tesis son auténticos y veraces.

En tal sentido asumo la responsabilidad que corresponda ante cualquier falsedad, ocultamiento u omisión tanto de los documentos como de información aportada por lo cual me someto a lo dispuesto en las normas académicas de la Universidad César Vallejo.

Trujillo, diciembre del 2014

---

Campos Buscene, Luis Gabriel.

## **PRESENTACIÓN**

### **Señores miembros del jurado:**

Cumpliendo con lo establecido por el reglamento de grados y títulos de la facultad de ingeniería de la universidad cesar Vallejo, presento a su consideración para su evaluación la presente tesis titulada:

“SELECCIÓN DE COLECTORES SOLARES PARA PRECALENTAR EL AGUA DE REPOSICIÓN DE LA CALDERA PIROTUBULAR INTENSA DE 100BHP PARA REDUCIR EL COSTO DE COMBUSTIBLE EN EL HOSPITAL BELEN –TRUJILLO.”, con el propósito de cumplir con los requisitos para optar el título de Ingeniero Mecánico.

Por tanto, considero que el esfuerzo en el desarrollo del presente trabajo cumpla y satisfaga sus expectativas. Pongo a su consideración, este documento para su respectiva evaluación y de esta manera poder obtener su aprobación.

## ÍNDICE DE CONTENIDOS

RESUMEN.....	(7)
CAPITULO I (introducción).....	(9)
1.1. Problema.....	(36)
1.1.1. Realidad problemática.....	(36)
1.1.2. Formulación del problema.....	(36)
1.2. Objetivos.....	(36)
1.2.1. General.....	(36)
1.2.2. Específicos.....	(36)
CAPITULO II (marco metodológico).....	(38)
2.1. Hipótesis.....	(39)
2.2. Variables.....	(39)
2.2.1. Independientes.....	(39)
2.2.2. Dependientes.....	(39)
2.3. Operacionalización de variables.....	(41)
2.4. Metodología.....	(42)
2.5. Tipo de estudio.....	(42)
2.6. Diseño.....	(42)
2.7. Población, muestra y muestreo.....	(44)
2.7.1. Población.....	(44)
2.7.2. Muestra.....	(44)
2.8. Técnicas e instrumentos de recolección de datos.....	(44)
2.9. Métodos de análisis de datos.....	(45)

CAPITULO III (resultados).....	(46)
3.1. Balance de masa y energía al tanque de condensado en condiciones actuales.....	(47)
3.2. Determinación del rendimiento energético actual del caldero piro-tubular INTENSA de 100bhp.....	(49)
3.3. Calculo de la temperatura del agua de precalentamiento con colectores solares....	(55)
3.4. Ahorro de combustible con la implementación de colectores solares.....	(56)
3.5. Ahorro en consumo de combustible anual por calentamiento de agua de alimentación por colectores solares.....	(58)
3.6. Rendimiento energético del caldero intensa de 100bhp en condiciones de mejora.	(58)
3.7. Aislamiento térmico del condensador para evitar pérdidas de convección al medio. Lana mineral de roca.....	(60)
3.8. Selección y dimensionamiento de los colectores solares.....	(64)
3.9. Análisis de los soportes de los colectores solares.....	(70)
3.10. Sistema eléctrico de la BH. De accionamiento del agua de precalentamiento.....	(78)
3.11. Beneficio en ahorro de combustible.....	(79)
3.12. Inversión en activos fijos.....	(79)
3.13. Periodo del retorno de la inversión.....	(80)
3.14. Análisis financiero.....	(81)
CAPITULO IV (discusiones).....	(82)
CAPITULO V (Conclusiones).....	(84)
CAPITULO VI (recomendaciones).....	(87)
Capítulo VII (Referencias bibliográficas).....	(97)
Anexos.....	(100)



## RESUMEN

El Hospital Belén, ubicado en la ciudad de Trujillo, departamento de La libertad cuenta con un caldero pirotubular marca Intensa para para los procesos de transformación e intercambio de calor como: esterilización de instrumental quirúrgico; cocina – lavandería y secadores, consumiendo en promedio el 35%, 25% y 40% del total de vapor producido por el caldero respectivamente.

El caldero de 100BHP de potencia funciona a carga máxima, consumiendo 30Gal/h de diesel, debido a que el agua de alimentación ingresa a la caldera a 55°C, previamente calentada en un tanque de mezclado con agua de reposición y con el 40% del condensado a 120°C, recuperado solo de las maquinas secadoras.

Se determinó que el rendimiento energético actual de los calderos es 76%.

Con la implementación de colectores solares calentando el agua de reposición a 86°C, para luego obtener una temperatura de agua de alimentación de 100°C en el tanque de mezclado. Obteniendo un ahorro de 2.24Gal/h con un mejor rendimiento energético de 79%.

Se determinó que los colectores solares a implementar son el modelo OPS-V250, proveedor IBERSOLAR en Perú.

La implementación de colectores solares trae un beneficio para el Hospital Belen de  $123625 \frac{\text{N.S}}{\text{año}}$ .

Con una inversión en activos fijos es: 93680.00 N.S, con un retorno operacional de la inversión de: 9meses.

Palabras claves:

- Colectores solares.
- Agua de reposición.
- Caldero.
- Rendimiento energético.
- Retorno operacional de la inversión.

## **ABSTRACT**

The Belen Hospital, located in the city of Trujillo, department of La Libertad has a fire-tube boiler for transformation processes and heat exchange as sterilization of surgical instruments; kitchen - laundry dryers. The consumption levels of each one are about: 35%, 25% and 40% of steam produced by the boiler. The vendor of boiler is INTENSA.

Boiler 100bhp power runs at full load, consuming 30Gal / h of diesel, because the feedwater enters the boiler at 55 ° C, preheated in a mixer tank with makeup water and 40% condensate at 120 ° C, only recovered drying machines.

It was determined that the current energy performance of boilers is 76%.

With the implementation of solar collectors heating up water at 86 ° C, then get a feedwater temperature of 100 ° C in the mixer tank. Getting savings 2.24Gal /h with better energy efficiency of 79%.

It was determined that the solar collectors are to implement the OPS-V250 model IBERSOLAR provider in Peru.

The implementation of solar collectors brings benefit to the Belen Hospital 123625 (NS) / year. with an investment in fixed assets is: 93680.00 NS, with an operating return on investment:

9 month.

Key words:

- Solar collectors.
- Feedwater.
- Boiler.
- Energy performance.
- Operating return on investment.

# **CAPITULO I**

## **INTRODUCCIÓN**

El vapor de agua es muy utilizado en la industria para satisfacer la demanda energética que requiere la transformación de materiales a productos, por lo cual la eficiencia del proceso industrial se ve proporcionalmente afectada con el consumo energético y costos de producción.

Para el desarrollo de esta tesis se han considerado los siguientes antecedentes:

- La tesis para optar el grado de ingeniero Físico: “Diseño, construcción y caracterización de un colector solar plano de aire”. Realizada por Rodríguez Valencia, Hernan Manuel (2012), en la Universidad de Santiago de Chile. El objetivo de este trabajo de investigación fue fabricar un colector solar plano de aire con el menor costo y materiales accesibles y locales.

Por un tema de estandarización internacional sabemos que cada colector debe alcanzar una determinada eficiencia, en condiciones cuasi estacionarias, cuyo estado es difícil de alcanzar.

Solo en días despejados se realizaran mediciones una hora antes y una hora después del mediodía, De debe mantener la inclinación del colector solar en un ángulo complementario a la elevación solar, manteniendo así la superficie del colector en una posición perpendicular a los rayos incidentes del sol.

Dentro de los resultados obtenidos con una temperatura de salida del conector de 60°C y si perder la premisa de fabricar un colector solar plano de aire para aplicaciones de secado y de bajo costo de fabricación y fácil aplicación, se llegó a lo siguiente:

- El primer objetivo o finalidad de este proyecto, fue la fabricación y caracterización de un colector solar plano utilizado para secado utilizando la metodología experimenta de colectores solares, Y de esta forma entregar resultados experimentales de la técnica detrás del funcionamiento de los colectores solares de aire de bajo costo.
- Finalmente, el ultimo experimento, permitió reconocer si el experimento anterior, bajo las mismas condiciones (562 gr de absorbente y flujo de 0,015 kg/s), es eficiente solo en el modo inyección, o en el modo extracción también lo es. De esta manera se determina que el modo inyección es el más eficiente, ya que para el modo extracción, se logra eficiencia del orden del 20%, en cambio para modo inyección del orden del 46%. Esto último se pudo ver influenciado por el mismo factor del párrafo anterior, que la viruta metálica genera resistencia al paso de aire, por ende como el extractor se ubicó en el extremo donde se dispuso la viruta, pudo ver afectado el rendimiento, pero esas eran las condiciones del experimento que se diseñó.
- Para la caracterización normativa de los colectores, es común entregar la eficiencia del colector en función de la diferencia de temperaturas, ya que es lo que demanda el mercado y las regulaciones internacionales. Para colectores de aire es muy poco lo que se conoce, generalmente en colectores de agua se entregan resultados de la recta de eficiencia en función de la razón entre la diferencia de temperaturas y la radiación solar incidente en el colector (que debe ser constante). En el anexo 2 se entregan resultados para todo el periodo, la recta de

eficiencia del colector es del tipo  $\eta=0,493- 4,82. \Delta T/Gt$ . Con un nivel promedio de 730 W/m<sup>2</sup> de radiación solar incidente en el colector medida durante 10 días despejados a medio día solar. De esta manera se obtiene experimentalmente los resultados que caracterizan a un colector de aire, considerando que el fabricante especifica que el coeficiente de transmitancia  $\tau = 0,9$ , se puede obtener la absorbancia del colector o del material absorbente  $\alpha = 0,55$  y finalmente se obtiene el coeficiente de pérdida de calor combinado de 4,82 W/(m<sup>2</sup>°C).

- En definitiva, es concluyente que se dispone de un colector solar óptimo, económico y fácil de construir, con un buen grado de eficiencia de 46% en el modo inyección, logrando temperaturas de salida del orden de 63-75°C y potencias en el rango 606-740 W. Notando que se encuentra dentro del rango de eficiencias estandarizadas para colectores solares planos (capítulo I-colectores planos) entre 45%-65%.

<b>- Abstract</b>
-------------------

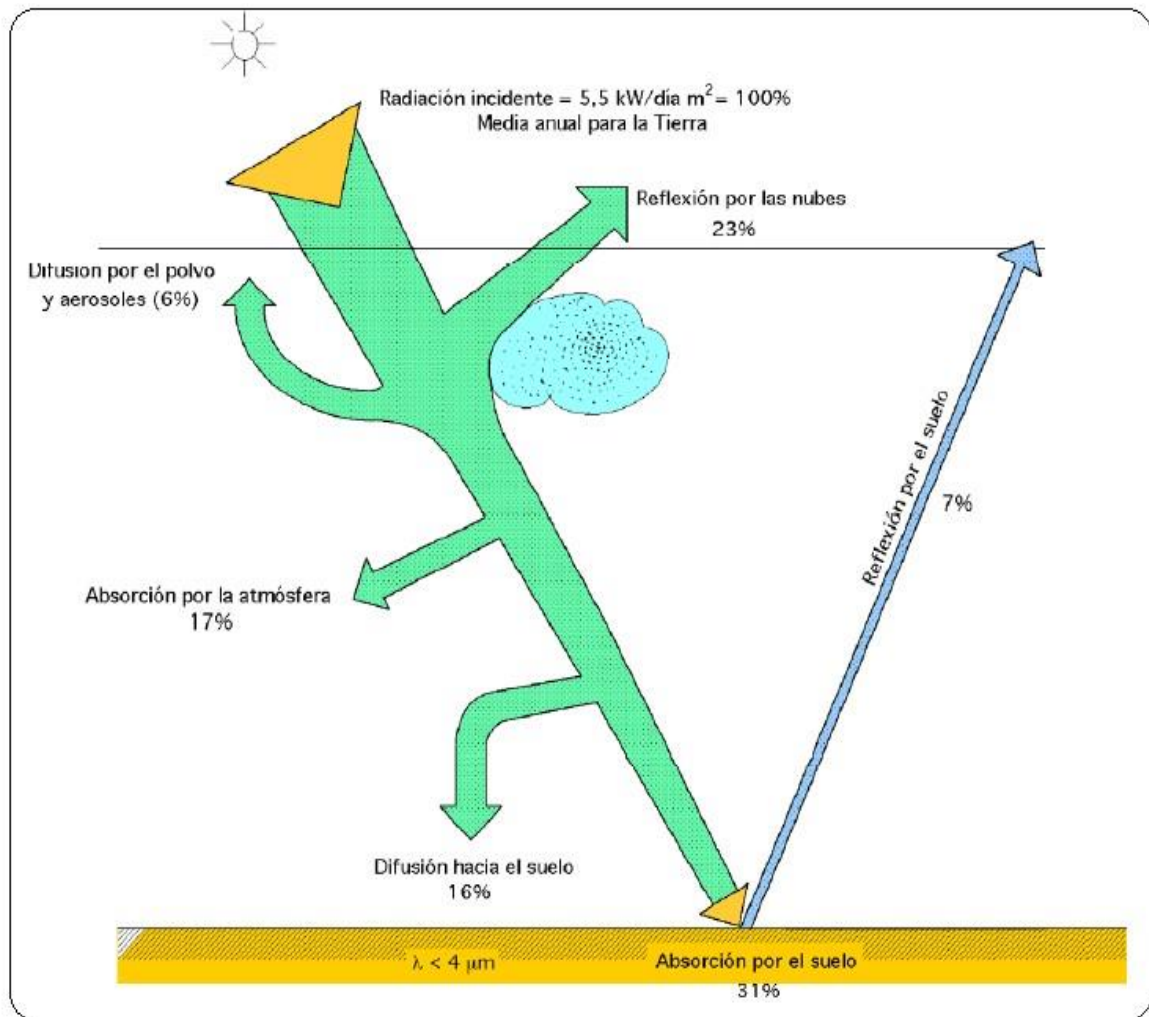


Figura 01. Balance de radiación solar.

(Fuente: Pedro Fernández Díez, Procesos Termosolares en baja, media y alta temperatura Constancia solar).

El sol es considerado un gran reactor de fusión nuclear, formado por diferentes gases que se encuentran retenidos en el mismo, debido a fuerzas gravitatorias. La energía de radiación electromagnética debe ser transferida a la superficie, para luego ser radiada al espacio, en este proceso aparecen fenómenos reactivos y convectivos, también sucesivas capas de gases, ocasionando un espectro de emisión continuo, se puede considerar como un cuerpo negro que radia energía a la temperatura de 5762°K, ya que la longitud de onda aprovechable por los procesos térmicos, es básicamente la misma que dicho cuerpo negro.

Para otros procesos que dependen de la longitud de onda, y en los que la distribución espectral es un factor importante, por ejemplo, en los procesos fotovoltaicos o fotoquímicos, pueden ser necesarias consideraciones más detalladas.

El sol describe un movimiento elíptico con relación a la tierra, de forma que la distancia entre ellos varia aproximadamente +-3.

- La distancia promedio de la tierra – Sol es:  $d=149$  millones de Km.

- En el solsticio de verano, la tierra se aleja una distancia del sol máxima de:

$$d_{\text{máx}} = 1.017 * d.$$

- En el solsticio de invierno, la tierra se mantiene a una distancia mínima del sol:

$$d_{\text{min}} = 0.983 * d$$

Colectores de placa plana:

El objetivo de un colector solar, es convertir la energía solar incidente sobre su superficie, en otra forma de energía útil. Varía de un intercambiador de calor convencional en que estos realizan una transferencia de calor entre fluidos con elevados coeficientes de transferencia térmica, en donde la radiación es un factor sin importancia.

En un colector solar, la transferencia de calor, se realiza desde una fuente energética llamada Sol, a un fluido, sin concentración de energía solar.

El estudio de los colectores solares, implica una serie de problemas de flujo de energía, bajos y variables, así también una importante relevancia de los fenómenos de radiación, en los intercambiadores de calor de placa plana, la superficie que absorbe la radiación solar, es igual a la superficie que la capta. Se pueden realizar diseños de colectores solares de placa plana para trabajar con temperaturas entre  $40^{\circ}\text{C}$  y  $130^{\circ}\text{C}$ . Utilizando radiación tanto directa como difusa, prácticamente no necesitan mantenimiento ni tampoco sistemas de seguimiento solar. Mayormente es utilizado para calentamiento de agua, edificaciones y aire acondicionado.

El costo de la energía obtenida en un colector de placa plana varía según el rendimiento térmico del sistema, de su vida útil y sus costos de fabricación.

La ecuación básica para el balance energético en colectores de placa plana:

A través de un balance energético se puede encontrar la distribución de la energía solar incidente sobre un colector solar de placa plana, tanto su transformación en energía útil como también las pérdidas térmicas.

El siguiente balance energético se puede expresar de la siguiente manera:

$$A * I_0 * K * \tau_s * \alpha_{sp} = \dot{Q}_u + \dot{Q}_{p\acute{e}rdidas} + \dot{Q}_{almacenada} = A * K * I_s * \alpha_s \dots \dots \dots (01)$$

En donde:

- A: es la superficie en el colector solar, igual en la cubierta que en la placa absorbente.
- K: viene a ser el factor de conversión de la radiación tanto difusa como directa, la cual sirve para evaluar la energía solar que incide en el plano del colector.
- $\tau_s$ : Es la transmitancia solar efectiva de la cubierta en el colector.
- $\alpha_{sp}$ : Es la absorptancia solar de la placa que absorbe el colector solar.
- $I_0$ : es la irradiancia solar promedio en cierto periodo de tiempo.
- $\dot{Q}_u$ : Es el calor útil que es absorbido por el fluido que transfiere por el colector solar, de valor:

$$\dot{Q}_u = \dot{m}_{agua} * \overline{c_p}_{agua} * (T_{sal} - T_{ent}) \dots \dots \dots (02)$$

- $\dot{m}_{agua}$ : Flujo másico de agua en circulación por los tubos del colector.
- $\overline{c_p}_{agua}$ : calor específico a presión constante del agua.
- $T_{sal}$ : Temperatura de salida del agua, del colector.
- $T_{ent}$ : Temperatura de entrada de agua, al colector.

- $\dot{Q}_{p\acute{e}rdidas}$ : Es la cantidad de calor que se pierde desde la placa absorbente del colector solar, hacia el medio exterior, tanto por radiación, convección y conducción.
- $\dot{Q}_{almacenada}$ : esta es la energía almacenada en el colector solar.
- La energía solar incidente  $I_s$ , sobre la placa absorbente, se da por la siguiente formula:

$$I_s = I_0 \tau_s \dots \dots \dots (03)$$

$$I_s * \alpha_s = I_0 * \tau_s * \alpha_s = I_0 (\tau * \alpha)_s \dots \dots \dots (04)$$

Donde  $(\tau * \alpha)$  es calculador para la radiación directa con el ángulo real de incidencia, por otro lado la radiación difusa es considerada como si fuese directa, pero con un ángulo de incidencia de 60°. Donde el rendimiento del colector solar que proporciona una medida de su funcionamiento es definido como:



$$\eta_c = \frac{\text{Ganancia util durante cualquier periodo de tiempo}}{\text{energía solar incidente en el mismo periodo}} = \frac{\int_{t_1}^{t_2} \dot{Q}_u dt}{\int_{t_1}^{t_2} A * I_0 dt} \dots \dots (05)$$

Para poder obtener un resultado significativo, el rendimiento de debe calcular para todo un día de funcionamiento. Teniendo como objetivo optimo, compatibilizar el rendimiento con el costo mínimo, lo que significa diseñar colectores con una eficiencia inferior a la tecnológicamente posible, reduciendo así el costo de una forma significativa, este método es lento y laborioso, por lo que se recurre a otro método más simplificado, con regímenes permanentes, como veremos:

Perdidas de calor del colector:

El valor de  $\dot{Q}_{pérd}$ , puede ponerse en función del coef. Global de transmisión de calor de la perdidas de calor en el colector  $U_c$ . Si se conoce  $U_c$  y si la placa del colector solar está a una temperatura media  $T_p$  el valor de  $\dot{Q}_{pérd}$ , se puede expresar, siendo  $T_a$  la temperatura del medio ambiente, donde:

$$\dot{Q}_{pérd} = U_c * A * (T_p - T_a) \dots \dots \dots (06)$$

En un modelo de análisis térmico de un colector de placa plana puede considerarse las siguientes hipótesis:

- El colector estará térmicamente aislado en estado estacionario.
- Se desprecia la variación de temperatura entre la parte inferior y superior de la placa.
- El flujo térmico se considera monodimensional, tanto a través de las cubiertas, como en los aislamientos laterales.
- Los cabezales cubren solamente una pequeña superficie de la placa colectora y proporcionan un flujo térmico de manera uniforme.
- El cielo se considera como una fuente térmica equivalente a un cuerpo negro.
- Se asumirá que la radiación  $I_s = I_0 \tau_s$ , sobre la placa plana es uniforme.

A continuación veremos la representación del circuito térmico donde muestra la distribución de temperaturas sobre el colector de placa plana. la Fig. 02, en la placa colectora absorbe una energía incidente:  $\alpha_s I_s K$ .

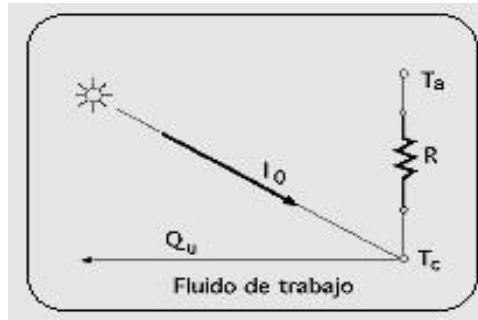


Figura 02. Circuito térmico aproximado de un colector solar.

Descripción y funcionamiento de un colector solar plano:

Se compone de:

a) Absorbedor o placa negra:

Esta está unido a los tubos del colector solar, encargándose de transformar la energía radiante en calor y transmitirla al fluido. Este debe ser de color oscuro para aumentar su capacidad de absorción y disminuir la reflexión de los rayos solares, para poder alcanzar una temperatura de  $100^{\circ}$ . Los absorbedores tienen un coeficiente de absorción ( $\alpha$ ) de 0,95 y una emisividad térmica de 0,1.

Formados generalmente por una base de metal brillante y una capa de óxido metálico negro por la parte superior, los materiales más frecuentes son: níquel, óxido de cromo u óxido de cobre. b)

Cubierta transparente:

Esta se encuentra situada en la parte superior de la placa de absorción negra. Su objetivo es reducir las pérdidas de calor por radiación y convección. La cubierta puede ser de plástico o vidrio, aunque el plástico es de rápido envejecimiento.

Los valores típicos de los coef. De transmitancia ( $\tau$ ), absorción, reflexión y transmisión son: 8, 2,10 y 88% en una cubierta de vidrio.

Para reducir con las pérdidas de radiación desde la superficie del absorbedor, se realiza un aprovechamiento del efecto invernadero. Este fenómeno consiste en permitir el paso de radiaciones de longitud de onda corta a través de una capa de material transparente, pero no las de longitud de onda larga, produciendo una reflexión de estas últimas hacia el absorbedor, produciendo un aumento de temperatura.

Para poder disminuir las pérdidas por convección, se debe realizar una unión entre la cubierta y la caja, de tal manera que evitamos la entrada de aire.

c) Circuito de fluido térmico:

Estos dispositivos son los que transportan el fluido a calentar. Deben estar en contacto directo con el absorbedor, para que se pueda llevar a cabo la transferencia de calor en las mejores condiciones.

d) Aislante:

Es el material utilizado en la parte inferior del circuito del fluido térmico, impidiendo la pérdida de calor por conducción, debe poseer un bajo Coef. De conductividad.

e) Caja:

En esta se aloja el conjunto de elementos que conforman el colector solar, y asegura la estanquidad. Pudiendo construirse de madera, plástico o metal.

En la Figura 3, se muestra un corte transversal de un colector solar plano, donde se identifican los elementos descritos anteriormente:

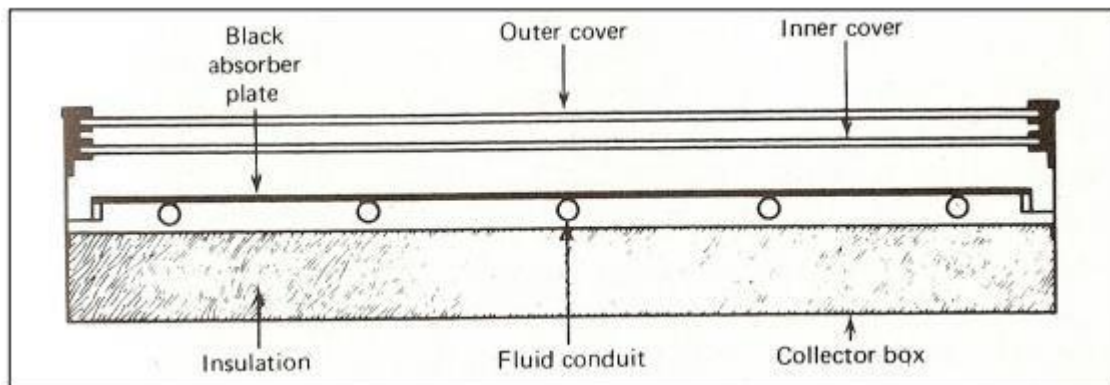


Figura 03. Partes principales de un colector solar.

En la figura 04, se detalla cómo se monta un colector solar:

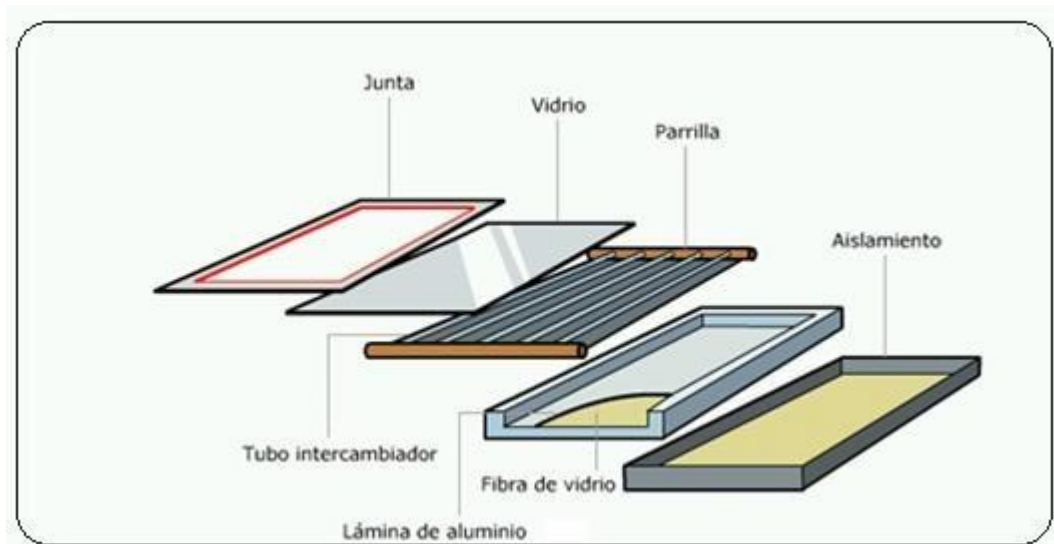


Figura 04. Montaje de un colector solar.

(Fuente: Proyecto RES & RUE Dissemination Energia Solar)

Propiedades físicas para la transferencia de calor por convección:

a) Conductividad térmica:

Esta es una característica de todo material que muestra una resistencia ante un flujo de calor. Este es obtenido al multiplicar el espesor de un material, el área de contacto, el tiempo, diferencias de temperatura y la conductancia que es inversa a la resistencia. (Toro 2002).

En el sistema internacional la conductividad térmica tiene unidades en W/m.K.

b) Viscosidad:

La viscosidad es la oposición de cierto fluido a las deformaciones tangenciales. Un fluido sin viscosidad es llamado fluido ideal, la viscosidad solo se manifiesta en fluidos con movimiento. (Toro, 2002).

Se tienen dos tipos de viscosidad, la dinámica y la cinemática y son relacionadas por:

$$\frac{1}{\nu} = \frac{\rho}{\mu} \quad \dots \dots (07)$$

Donde:

- $\nu$ : Viscosidad cinemática  $\left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right]$
- $\mu$ : Viscosidad dinámica [Pa. s]
- $\rho$ : Densidad promedio del fluido  $\left[\frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}\right]$

c). Prandtl:

El número del Prandtl (Pr) es un numero adimensional proporcional al cociente entre la difusividad de momento (viscosidad) y la difusividad térmica. Llamada así por Ludwig Prandtl, es decir: (Toro, 2002).

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad \dots \dots (08)$$

Dónde:

- $\nu$ : Viscosidad cinemática  $\left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right]$
- $\alpha$  : Difusividad térmica  $\left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right]$

d) Número de Reynolds:

El número de Reynolds relaciona la densidad, velocidad, viscosidad y dimensión típica de un flujo en una expresión adimensional, que interviene en muchos problemas de dinámica de fluidos. Dicho numero aparece en muchos casos relacionados con el hecho de que el flujo pueda considerarse laminar (número de Reynolds pequeño) o turbulento (número de Reynolds grande). (Toro, 2002).

El número de Reynolds viene dado por:

$$Re = \frac{\rho * V * dh}{\mu} \quad \dots \dots (09)$$

Dónde:

- Re: Número de Reynolds
- $\rho$ : Densidad promedio del fluido  $\left[\frac{Kg}{m^3}\right]$
- V: Velocidad del fluido  $\left[\frac{m}{s}\right]$
- dh: Diámetro hidráulico [m]
- $\mu$ : Viscosidad cinemática [Pa. s]

e) Número de Nusselt:

El número de Nusselt es una magnitud muy utilizada en la determinación del coeficiente de transferencia de calor por convección, basada en el análisis dimensional, utilizada para determinar parámetros a través de relaciones de similitud. (Toro, 2002).

Para determinar el número de Nusselt, depende si la transferencia de calor es interna o externa.

- Para la transferencia de calor interna:

La ecuación más aceptable para un fluido que circula dentro de una tubería es la ecuación experimental de Dittus Boelter, es decir:

$$Nu = 0.023 * (Re^{0.8} * Pr^n) \quad \dots \dots (10)$$

Dónde:

- Nu: Número de Nusselt
- n: exponente según las condiciones del fluido, es decir toma el valor de 0,4 si el fluido se calienta y 0,3 si el fluido se enfría
- Re: Número de Reynolds
- Pr: Prandtl

- Para la transferencia de calor externa:

La ecuación más aceptable para un fluido que circula por afuera de una tubería es la ecuación experimental de Gremiso, es decir:

$$Nu = \varepsilon * C * (Re)^m \quad \dots \dots (11)$$

Dónde:

- Nu: Número de Nusselt.
- $\varepsilon$ : Factor de corrección.
- C y m: Factores según la geometría □ Re: Número de Reynolds.

f) Coeficiente de convección:

El coeficiente de película o coeficiente de convección, representado habitualmente como “h”, cuantifica la influencia de las propiedades del fluido, de la superficie y del flujo cuando se produce transferencia de calor por convección (Toro, 2002).

Sus unidades en el sistema internacional son,  $\frac{w}{m^2.k}$

$$h = \frac{Nu * k}{dh} \quad \dots \dots (12)$$

Dónde:

- h: Coeficiente de transferencia de calor por convección  $\left[ \frac{w}{m^2.k} \right]$
- Nu: Número de Nusselt
- k: Conductividad térmica  $\left[ \frac{w}{m.k} \right]$
- dh: Diámetro hidráulico [m]

Eficiencia energética de una caldera pirotubular:

En la ingeniería este es el método de cálculo más rápido, ya que solo evalúa las condiciones de entrada del agua de alimentación al caldero y la salida de este como vapor saturado.

$$\eta_{\text{cald}} = \frac{\dot{m}_v * (h_v - h_{\text{agua}})}{\dot{Q}_{\text{total}}} \quad \dots \dots \dots (13)$$

Dónde:

- $\eta_{\text{caldera}}$ : Rendimiento energético del caldero [%]
- $\dot{m}_v$ : Flujo másico de vapor producido por el caldero  $\left[\frac{\text{Kg}}{\text{seg}}\right]$
- $h_{\text{agua}}$ : Entalpia de líquido saturado del agua  $\left[\frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}\right]$
- $h_v$ : Entalpia del vapor saturado  $\left[\frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}\right]$
- $Q_{\text{total}}$ : Potencia calorífica total [KW]

Potencia calorífica total:

Es la potencia calorífica total en la cámara de combustión de una caldera, es decir es la potencia entregada por los reactivos: aire y combustible.

$$Q_{\text{total}} = Q_{\text{aire}} + Q_{\text{cble}} \quad \dots \dots (14)$$

O también:

$$Q_{\text{total}} = (\dot{m}_{\text{aire}} * C_{p\text{aire}} * T_{\text{aire}}) + (\dot{m}_{\text{cble}} * (PCI + C_{p\text{cble}} * T_{\text{cble}})) \quad \dots \dots (15)$$

Dónde:

- $Q_{\text{total}}$ : Potencia calorífica total [KW]
- $Q_{\text{aire}}$ : Potencia calorífica del aire [KW]
- $Q_{\text{cble}}$ : Potencia calorífica del combustible [KW]
- PCI: Poder calorífico inferior  $\left[\frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}\right]$
- $\dot{m}_{\text{aire}}$ : Flujo másico de aire  $\left[\frac{\text{Kg}}{\text{seg}}\right]$
- $\dot{m}_{\text{cble}}$ : Flujo másico de combustible  $\left[\frac{\text{Kg}}{\text{seg}}\right]$
- $C_{p\text{aire}}$ : Calor específico a presión constante del aire  $\left[\frac{\text{KJ}}{\text{Kg}^\circ\text{C}}\right]$



- $C_{p_{cble}}$ : Calor específico a presión constante del combustible.  $\left[ \frac{KJ}{Kg^{\circ}C} \right]$
- $T_{aire}$ : Temperatura del aire  $[^{\circ}C]$  -  $T_{cble}$ : Temperatura del combustible  $[^{\circ}C]$  Dimensionamiento de tuberías:

Dimensionamiento de Tuberías:

Para el dimensionamiento de las tuberías de vapor y agua, calcularemos su espesor mínimo y mediante tablas normalizadas del código ASTM, hallaremos su número de cédula. Para esto utilizaremos las siguientes formulas:

$$\dot{m}_v = \rho_v * V_v * S \quad \dots \dots \dots (16)$$

Dónde:

- $\dot{m}_v$ : Flujo másico de vapor
- $V_v$ : Velocidad del vapor
- $S$ : área transversal de la tubería de vapor

$$S = \frac{\pi * d_{int}^2}{4} \quad \dots \dots \dots (17)$$

$d_{int}$ : Diámetro interior de la tubería de vapor

$$d_{int} = \sqrt{\frac{4 * S}{\pi}} \quad \dots \dots \dots (18)$$

Cálculo del Número de Cedula:

$$\text{Número de shedule} = 1000 \left( \frac{P}{S} \right) * f.s \quad \dots \dots \dots (19)$$

Dónde:

- $P$ : presión de trabajo (Psig).
- $S$ : esfuerzo de trabajo (Psig).
- $F.s$ : factor de seguridad.

Aislamiento térmico:

Es uno de los materiales más usados en la actualidad. Gran parte de la tecnología térmica, dependen de la fibra de vidrio. Por lo mismo, uno no se llega a imaginar, cuántas utilidades se le llegan a dar, a la fibra de vidrio.

La gracia de la fibra de vidrio está, en su capacidad de soportar altísimas temperaturas. Con lo cual, se aleja bastante de sus competidores. Aparte que es un excelente aislante térmico. Del mismo modo, los ácidos no afectan su estructura molecular.

Para determinar el aislamiento térmico de una superficie se deben seguir el siguiente procedimiento:

a. Potencia térmica de convección en superficie desnuda:

Denota la transferencia de calor pérdida por las paredes exteriores al medio ambiente, este calor es significativo cuando una superficie no está aislada.

$$\dot{Q}_{\text{desnuda}}^{p \rightarrow \infty} = h_{p \rightarrow \infty} * S_{\text{caldera}} * (T_{\text{pext.}} - T_{\infty}) \quad \dots \dots (20)$$

Dónde:

- $\dot{Q}_{\text{desnuda}}^{p \rightarrow \infty}$ : Potencia térmica pérdida al medio ambiente en tubería desnuda [W]
- $h_{p \rightarrow \infty}$ : Coeficiente de transferencia de calor [ $\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$ ]
- $S_{\text{caldera}}$ : Superficie lateral exterior [m<sup>2</sup>]
- $T_{\text{pext.}}$ : Temperatura de pared exterior [°C]
- $T_{\infty}$ : Temperatura del aire ambiente [°C]

El coeficiente de convección pared-medio ambiente, se calcula:

$$h_{p \rightarrow \infty} = 11.6 + 6.96 * \sqrt{U_{\text{viento}}} \quad \dots \dots (21)$$

Dónde:

- $U_{\text{viento}}$ : Velocidad del viento [ $\frac{m}{s}$ ]

b. Rendimiento promedio de la fibra de vidrio:

Los fabricantes de aislamiento térmico de fibra de vidrio oscilan su rendimiento entre el 93% hasta el 97% y para efectos de cálculos se debe de trabajar con un rendimiento promedio del 95%

c. Potencia térmica de convección en superficie aislada:

Es la transferencia de calor pérdida al medio ambiente, debida al rendimiento del aislante se oscila pérdidas entre el 3% hasta 7% del calor total perdido en superficie desnuda, utilizando como aislante a la fibra de vidrio.

$$\dot{Q}_{\text{aislada}}^{p \rightarrow \infty} = \dot{Q}_{\text{desnuda}}^{p \rightarrow \infty} * (1 - \eta_{\text{aislante}}) \quad \dots \dots (22)$$

Dónde:

- $\dot{Q}_{\text{aislada}}^{p \rightarrow \infty}$ : Potencia térmica pérdida al medio ambiente en tubería aislada [w]
- $\dot{Q}_{\text{desnuda}}^{p \rightarrow \infty}$ : Potencia térmica pérdida al medio ambiente en tubería desnuda [w] ▪  $\eta_{\text{aislante}}$ : Rendimiento de la fibra de vidrio [%]

d. Temperatura promedio entre el aislante:

Es valor promedio de la temperatura interior de pared y la temperatura exterior de pared del aislante.

$$T_m = \frac{T_{\text{pint.aislada}} + T_{\text{pext.aislada}}}{2} \quad \dots \dots (23)$$

Dónde:

$T_m$ : Temperatura promedio entre el aislante [°C]

$T_{\text{pint.aislada}}$ : Temperatura de pared exterior de la tubería o interior del aislante [°C]

$T_{\text{pext.aislada}}$ : Temperatura de pared exterior del aislante [°C]

e. Conductividad térmica de la fibra de vidrio:

Hasta el momento se ha descrito la conductividad térmica como una propiedad de los materiales que resulta del modelo lineal entre el flujo de calor y el gradiente de temperaturas, sin embargo su significado físico puede partir del concepto de temperatura, entendida como magnitud que permite determinar el grado de movilidad de las partículas, por esto la conductividad térmica puede verse como una capacidad para transmitir dicha movilidad de unas partículas a otras, sin embargo este concepto implica que la conductividad térmica varíe según la naturaleza del material y la temperatura.

Para la fibra de vidrio se determina según la ecuación:

$$K_{\text{aislante}} = 0.04176 + 0.000232 * T_m \quad \dots \dots (24)$$

Dónde:

- $K_{\text{aislante}}$ : Conductividad térmica del aislante  $\left[ \frac{W}{m \cdot ^\circ C} \right]$
- $T_m$ : Temperatura promedio [ $^\circ C$ ]
- Diámetro exterior del aislante [m]

Es el diámetro expuesto al medio ambiente

$$D_{\text{ext.aislante}} = D_{\text{int.aislante}} * e^{\frac{2 * \pi * K_{\text{aislante}} * L * (T_{\text{pint.aislada}} - T_{\text{pext.aislada}})}{\dot{Q}_{\text{p} \rightarrow \infty \text{ aislada}}}} \quad \dots \dots (25)$$

Dónde:

- $D_{\text{ext.aislante}}$ : Diámetro exterior con respecto al aislante [m]
- $D_{\text{int.aislante}}$ : Diámetro interior con respecto al aislante [m]
- $L$ : Longitud del aislante [m]
- $T_{\text{pint.aislada}}$ : Temperatura de pared interior aislada, que es lo mismo que la temperatura de pared exterior [ $^\circ C$ ]
- $T_{\text{pext.aislada}}$ : Temperatura de pared exterior expuesta al medio ambiente con aislamiento [ $^\circ C$ ].

f. Espesor de la fibra de vidrio:

Es el espesor necesario para que la transferencia de calor sea mínima al medio ambiente.

$$\delta_{\text{aislante}} = \frac{D_{\text{ext.aislante}} - D_{\text{int.aislante}}}{2} \quad \dots \dots (26)$$

Dónde:

- $\delta_{\text{aislante}}$ : Espesor del aislante [m]
- $D_{\text{ext.aislante}}$ : Diámetro exterior con respecto al aislante [m]
- $D_{\text{int.aislante}}$ : Diámetro interior con respecto al aislante [m]

Retorno operacional de la inversión.

Es el tiempo para recuperar la inversión de un proyecto.

$$\text{PRI} = \frac{\text{INVERSION [S./]}}{\text{BENEFICIO} \left[ \frac{\text{S./}}{\text{año}} \right]} \quad \dots \dots \dots (27)$$

- Valor actual neto:

El Valor actual neto cuyo acrónimo es VAN (en inglés NPV), es un procedimiento que permite calcular el valor presente de un determinado número de flujos de caja futuros, originados por una inversión. La metodología consiste en descontar al momento actual (es decir, actualizar mediante una tasa) todos los flujos de caja futuros del proyecto. A este valor se le resta la inversión inicial, de tal modo que el valor obtenido es el valor actual neto del proyecto.

$$\text{VAN} = \sum_{t=1}^n \frac{V_t}{(1+r)^t} - I_0 \quad \dots \dots (28)$$

Dónde:

- VAN : Valor actual neto [\$]
- $V_t$ : Flujos de caja en cada tiempo [\$]
- $r$ : Interés [%]
- $n$ : Número de períodos considerados [años]
- $I_0$ : Valor del desembolso inicial de la inversión [\$]

Tasa interna de retorno:

La tasa interna de retorno o tasa interna de rentabilidad (TIR) de una inversión, está definida como el promedio geométrico de los rendimientos futuros esperados de dicha inversión, y que implica por cierto el supuesto de una oportunidad para "reinvertir". En términos simples en tanto, diversos autores la conceptualizan como la tasa de interés (o la tasa de descuento) con la cual el valor actual neto o valor presente neto (VAN o VPN) es igual a cero. El VAN o VPN es calculado a partir del flujo de caja anual, trasladando todas las cantidades futuras al presente. Es un indicador de la rentabilidad de un proyecto: a mayor TIR, mayor rentabilidad.

Cuando el  $VAN=0$ ,  $r$  pasa a llamarse tasa interna de retorno TIR, es decir:

$$VAN = \sum_{t=1}^n \frac{V_t}{(1 + TIR)^t} - I_0 = 0 \quad \dots \dots (29)$$

Dónde:

- TIR: Tasa interna de retorno
- VAN: Valor actual neto [\$]
- $V_t$ : Flujos de caja en cada tiempo [\$]
- $r$ : Interés [%]
- $n$ : Número de períodos considerados [años]
- $I_0$ : Valor del desembolso inicial de la inversión [\$]

Transmitancia:

La transmitancia es una magnitud que expresa la cantidad de energía que atraviesa un cuerpo en la unidad de tiempo (potencia).

Absortancia:

Relación entre el flujo de radiación absorbida por una superficie y la radiación total que incide sobre ella. También llamada coeficiente de absorción.

Irradiancia:

Es la potencia incidente por unidad de superficie en un determinado período de tiempo.

Irradiación:

Es la energía incidente por unidad de superficie en un determinado período de tiempo.

Nota: aunque la irradiancia y la Irradiación son magnitudes físicas distintas, coinciden numéricamente cuando la unidad de tiempo es la hora.

Radiación solar:

Una medida de la energía procedente del Sol la constituye la constante solar, Se denomina así a la energía que por unidad de tiempo, se recibe fuera de la atmósfera terrestre sobre la unidad de superficie perpendicular a la dirección de los rayos solares en su distancia media.

Emisividad:

La emisividad, llamada antiguamente emitancia, es la proporción de radiación térmica emitida por una superficie u objeto debido a una diferencia de temperatura con su entorno. Cuanto más pequeño sea el valor de la emisividad, mejor aislante por reflexión será dicha superficie, siendo 1 el valor máximo.

Caldera Piro-tubular:

La caldera es una máquina o dispositivo de ingeniería diseñado para generar vapor. Este vapor se genera a través de una transferencia de calor a presión constante, en la cual el fluido, originalmente en estado líquido, se calienta y cambia su fase.

**Justificación:**

Relevancia económica:

Reducción de los costos de combustible diesel de la caldera Intensa de 100BHP, debido al aumento de la temperatura del agua de alimentación de la caldera.

Relevancia tecnológica:

La utilización de energías renovables como la radiación térmica solar en colectores para calentar el agua, permite conocer tecnologías actuales aplicables ya sea para hospitales, empresas industriales, viviendas, etc.

Relevancia socio-ambiental:

Utilizando la energía renovable como la radiación térmica del sol, genera una reducción en el consumo de petróleo diesel, reduciendo al mismo tiempo el flujo másico de gases de chimenea, es decir minimizando el dióxido de carbono al medio ambiente.

Relevancia institucional:

El presente proyecto de tesis busca resolver, el consumo excesivo de combustible diesel del caldero, mediante el diseño de colectores solares, aplicando los conocimientos adquiridos en la carrera de ingeniería mecánica para resolver esta problemática, sobresaliendo como un ingeniero mecánico de la Universidad Cesar vallejo eficiente para afrontar los retos laborales.

## **1.1. Problema:**

### **1.1.1. Realidad problemática:**

El uso del vapor en un hospital, como es en el caso del hospital Belen es de gran importancia para los procesos de transformación e intercambio de calor como: esterilización de instrumental quirúrgico, cocina, lavandería y secadores.

El hospital cuenta con dos calderos pirotubulares: caldero Manser 100BHP (en stand by) y caldero Intensa 100BHP en operación produciendo 1566 Kg/h de vapor saturado a 100 Psi manométricos,



para los procesos de transformación e intercambio de calor como: esterilización de instrumental quirúrgico; cocina – lavandería y secadores, consumiendo en promedio el 35%, 25% y 40% del total de vapor producido por el caldero respectivamente, como se muestra en la figura 0.5.

Actualmente solo se recupera el vapor de condensado de los secadores es decir 626.4 Kg/h (40% del vapor total) a una temperatura de 120°C, el cual se utiliza para calentar el agua de reposición (perdida en cocina-lavandería e instrumental quirúrgico) a temperatura ambiental 20°C, en un condensador obteniendo una temperatura de equilibrio para la temperatura de agua de alimentación del caldero de 55°C. De acuerdo a estas condiciones de operación el caldero intenso consume en promedio 30 Gal/h de petróleo diesel Nº2, 175200 Gal/año con un tiempo de operación promedio de 16h/día. El hospital compra el petróleo diesel D-2 a un costo unitario de 9.45N.S/Gal, tendríamos un costo anual en combustible de 1655640 N.S/año.

Debido a esta problemática se plantea precalentar el agua de reposición aprovechando la energía solar térmica en colectores solares para luego mezclarla con el condensado recuperado de los procesos en un tanque de condensado, para obtener una temperatura de agua de alimentación de 100°C (Temperatura de agua de alimentación para calderas pirotubulares según normas técnicas peruanas, para eliminar todo el oxígeno y evitar la corrosión en los tubos de humos), como se muestra en la figura 06.

Esto se justifica según la publicación del Servicio Nacional de Meteorología e Hidrología (SENAMHI) en convenio con la Dirección Ejecutiva de Proyectos del Ministerio de Energía y Minas (DEP-MEM) en el departamento de La Libertad, figura 07. Teniendo un rango de irradiancia solar en la ciudad de Trujillo de 7.13 a 3.79 KWh/m<sup>2</sup>.

En la figura 05. Se muestra el estado actual del hospital Belen utilizando el condensado de recuperación de los secadores para calentar el agua de reposición hasta 55°C, ingresando con esta temperatura al caldero.

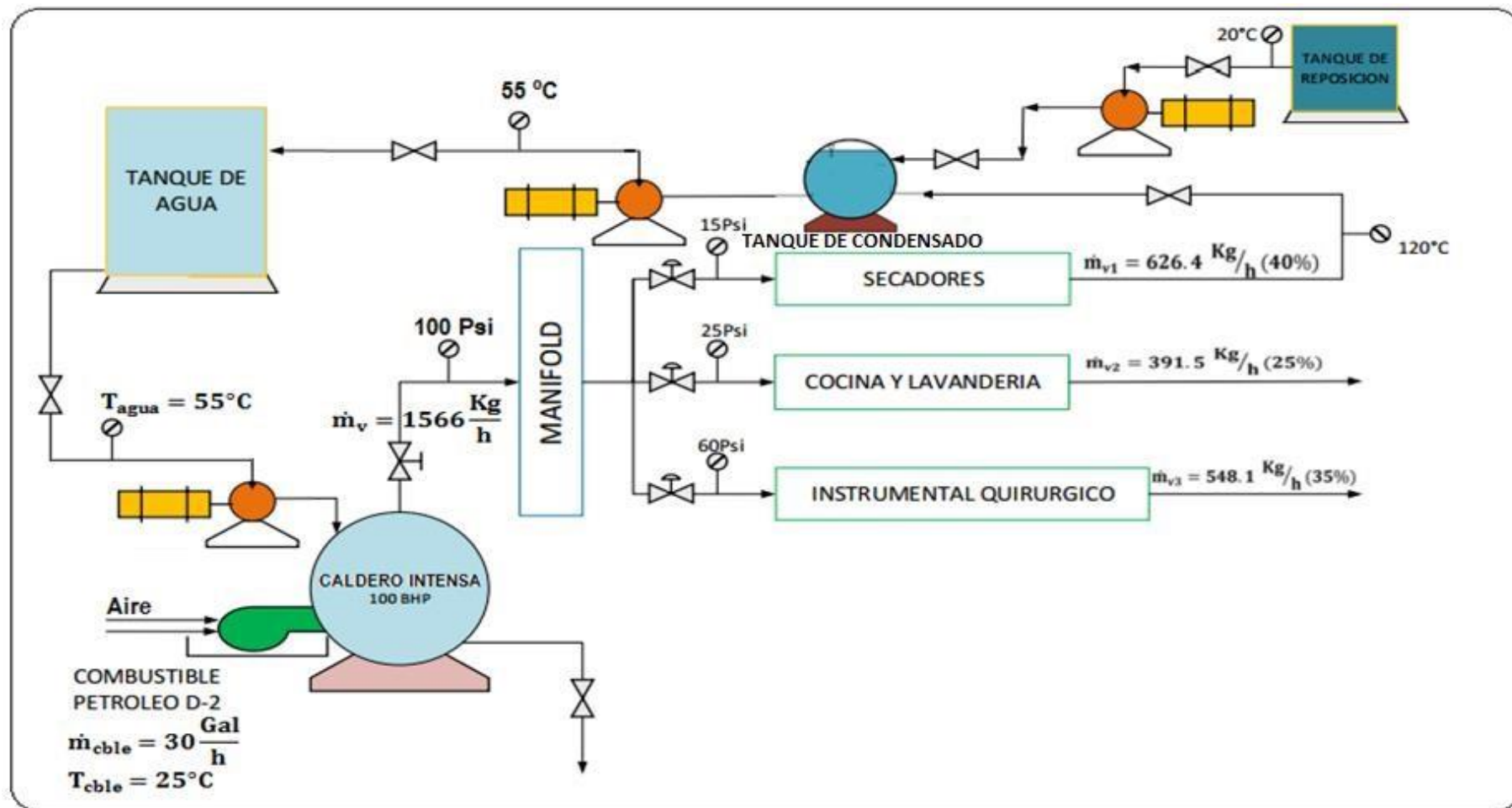


Figura 05. Estado actual del hospital Belen.

En la 06. Se plantea la reducción del combustible diesel, a partir del precalentamiento del agua de reposición aprovechando la energía solar en colectores, para luego calentarla con el condensado recuperado de los secadores, en el condensador, para obtener una temperatura de agua de alimentación requerida de 100°C.

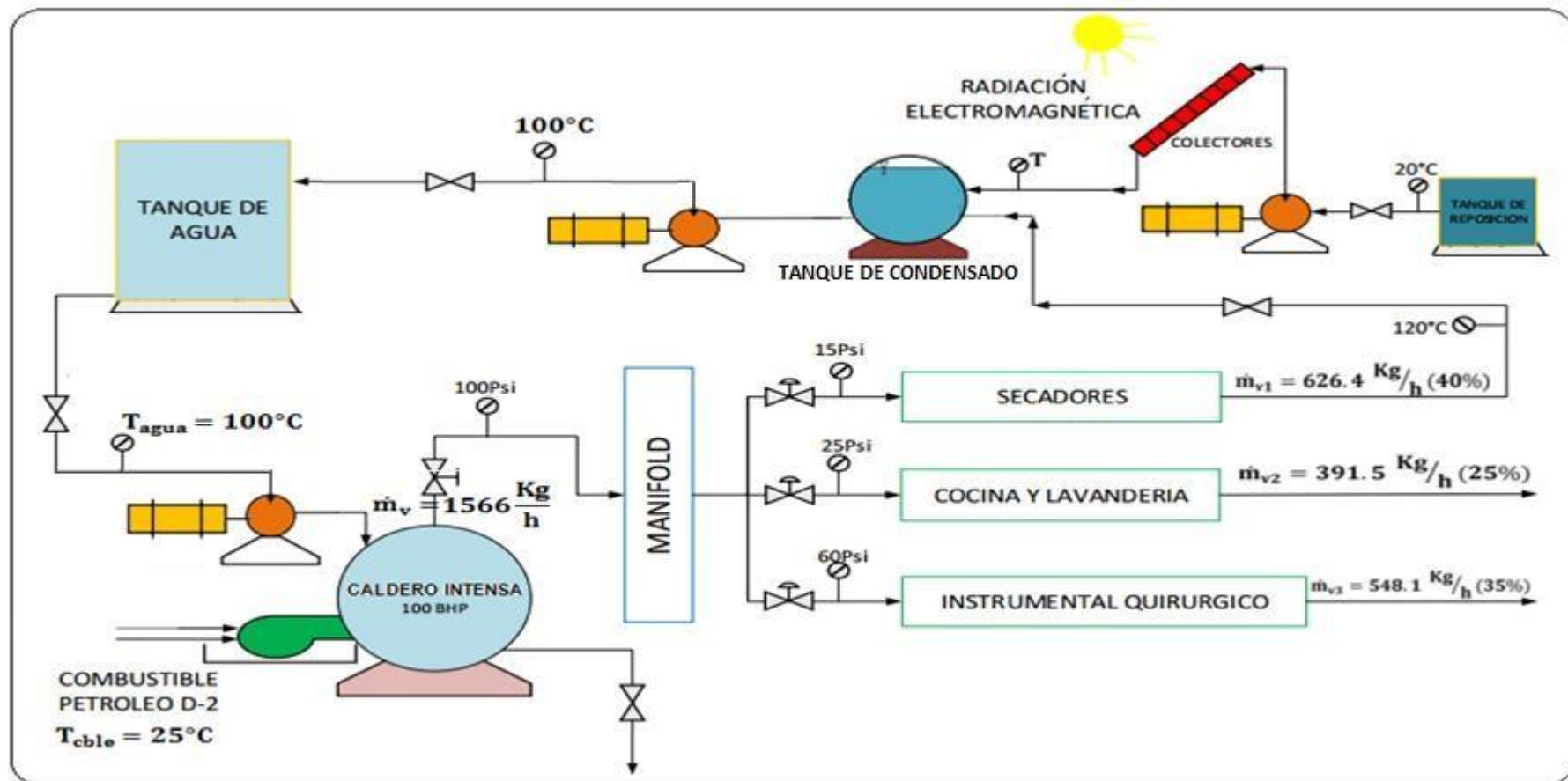


Figura 06. Implementación de colectores solares en mejora para el hospital Belen.

En la figura 07. Se detalla la irradiancia solar promedio mensual de las provincias de la Libertad, siendo de importancia para esta tesis según la ubicación del hospital Belen la ciudad de Trujillo, teniendo un máximo de 7.13 KWh/m<sup>2</sup> en el mes de enero y un mínimo de 3.79 KWh/m<sup>2</sup> en el mes de junio.

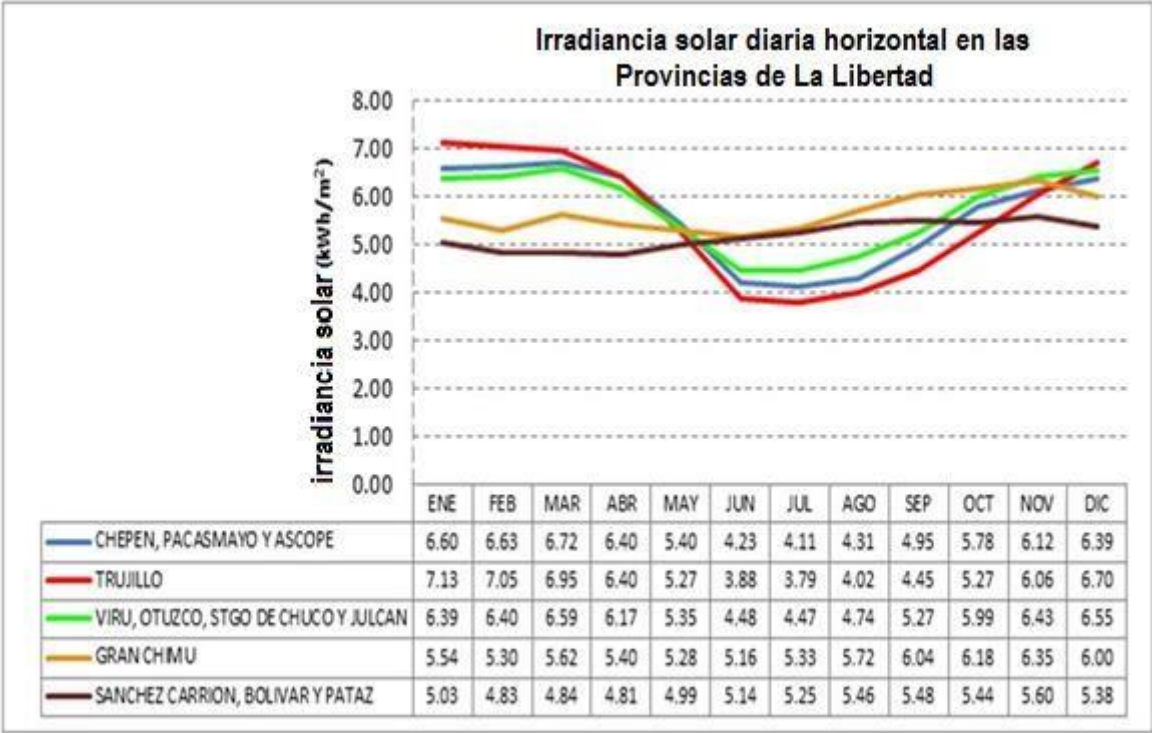


Figura 07. Irradiancia solar diaria de las provincias del departamento de La Libertad. Fuente: Software de la NASA ingresando la latitud del lugar.

### **1.1.2. Formulación del problema:**

¿Mediante la implementación de colectores solares para precalentar el agua de reposición de la caldera pirotubular intensa de 100BHP en el hospital Belen –Trujillo, reduciremos el consumo de combustible?

## **1.2. Objetivos:**

### **1.2.1. General:**

Selección de colectores solares para precalentar el agua de reposición de la caldera pirotubular intensa de 100BHP para reducir el costo de combustible en el hospital Belen –Trujillo.

### **1.2.2. Específicos:**

#### ▪ Análisis técnico:

- Evaluar mediante el rendimiento energético de las calderas, las condiciones del sistema actual.
- Calcular el espesor de aislamiento térmico del condensador para evitar pérdidas de convección al medio.
- Calcular la irradiancia solar promedio diaria en la ciudad de Trujillo.
- Calcular la superficie de irradiancia solar de los colectores solares.
- Seleccionar y dimensionar los colectores solares a implementar.
- Determinar la temperatura del agua de precalentamiento con colectores solares.
- Determinar el consumo de combustible en condiciones de mejora.
- Determinar el rendimiento energético en mejora del caldero intenso.
- Calcular el rendimiento de operación de los colectores solares.
- Distribuir y ubicar los paneles solares, según el área disponible en el hospital Belen.

▪ Análisis económico:

- Calcular el beneficio en reducción del consumo de combustible de la caldera intensa.
- Calcular la inversión para el diseño de colectores solares.
- Determinar el retorno operacional de la inversión.

▪ Análisis financiero:

- Determinar el valor actual neto VAN.
- Determinar la tasa interna de retorno TIR.

# **CAPITULO II**

## **MARCO METODOLÓGICO**

### **2.1. Hipótesis:**

Mediante la implementación de colectores solares para precalentar el agua de reposición de la caldera pirotubular intensa de 100BHP en el hospital Belen –Trujillo, sí reduciremos el consumo de combustible.

### **2.2. Variables:**

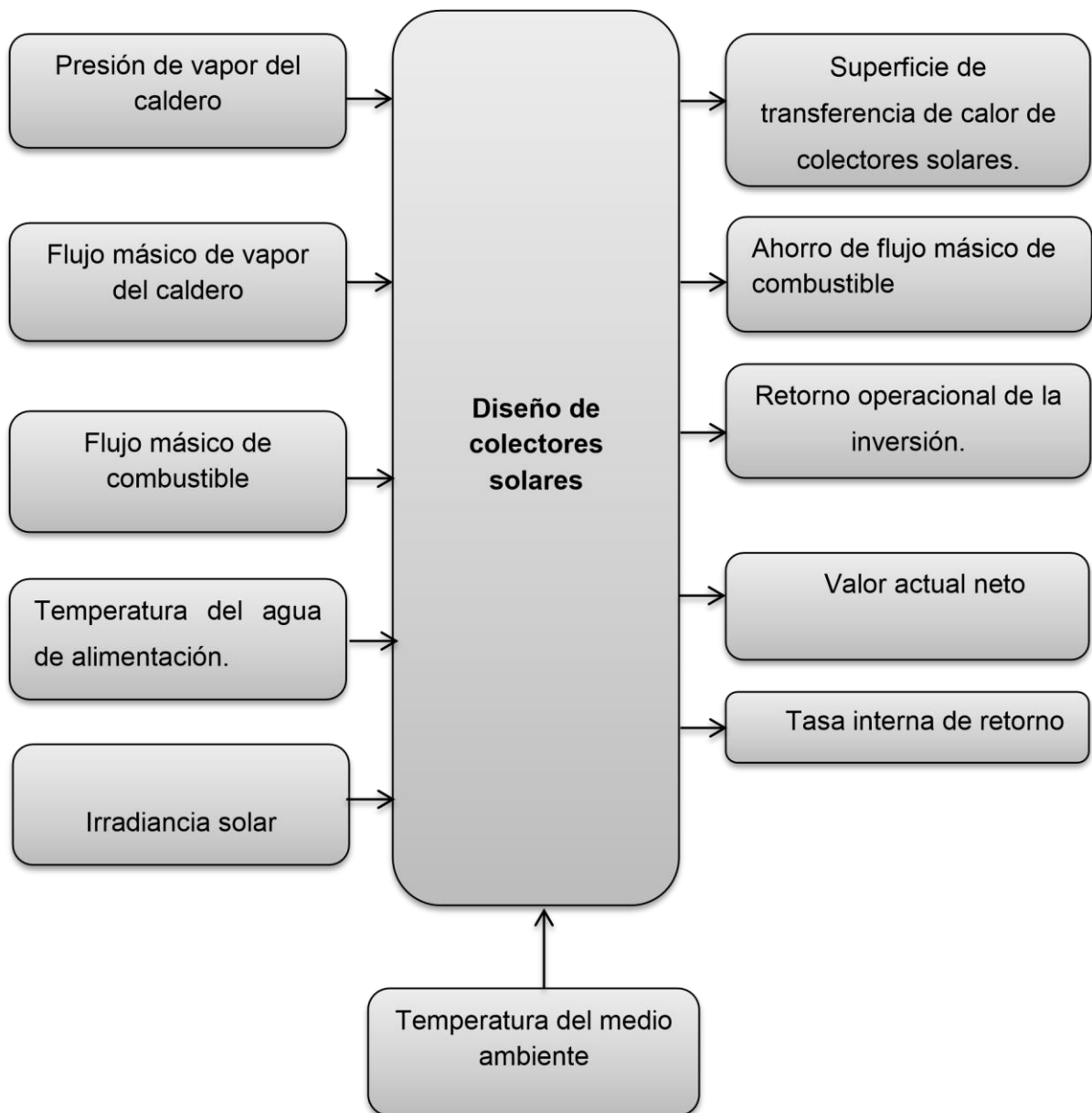
#### **2.2.1. Variables independientes:**

- Temperatura del agua de alimentación.
- Presión de vapor saturado entregado por el caldero.
- Flujo másico de vapor producido por el caldero.
- Flujo másico de combustible consumido por el caldero.
- Irradiancia solar.



### **2.2.2. Variables dependientes:**

- Superficie de transferencia de calor, de colectores solares.
- Ahorro de flujo másico de combustible.
- ROI
- VAN
- TIR



### 2.3. Operacionalización de variables:

Variable	Definición conceptual	Definición operacional	Indicadores	Escala de medición
Presión del vapor	Es el vapor que se encuentra por debajo de su temperatura crítica.	Es la presión del vapor que produce el caldero.	Manómetro	Cuantitativa [Psi]
Flujo de Vapor	Es la cantidad de masa de vapor que pasa por un determinado tiempo.	Es el flujo de vapor que consumen los procesos de intercambio de calor en el hospital.	Flujometros	Cuantitativa [Lb/h]
Flujo de combustible	Es la cantidad de masa de combustible que pasa por un determinado tiempo.	Es el flujo de vapor que consume el caldero.	Flujometros	Cuantitativa [Lb/h]
Superficie de transferencia	Es el área necesaria para transmitir eficiente energía de un fluido a otro	Es el área del colector solar.	Memoria de calculo	Cuantitativa [m <sup>2</sup> ]
Temperatura del agua de alimentación.	Es una magnitud referida a las nociones comunes de caliente, tibio o frío.	Es la temperatura del agua de ingreso al caldero para ser convertida en vapor saturado.	Termómetro	Cuantitativa [°C]
Irradiancia solar	Es la potencia incidente por unidad de superficie en un determinado período de tiempo.	Es la potencia que incide con el área o superficie de transferencia de los colectores.	Contador Geiger-Muller (SENAMHI)	Cuantitativa [KW/m <sup>2</sup> ]
R.O.I	Es el retorno operacional de la inversión de un determinado proyecto.	Es la relación entre la inversión y el beneficio	Análisis económico	Cuantitativa [Años]
VAN	Permite calcular el valor presente de un determinado número de flujos de caja futuros	Esta variable nos da la posibilidad de aceptar o rechazar el proyecto.	Análisis financiero	Cuantitativa [S/. ]
TIR	Tasa de descuento con la que el valor actual neto es igual a cero.	Se utiliza como indicador de la rentabilidad.	Análisis financiero	Cuantitativa [%]

#### 2.4. Metodología:

Pre-Experimental.

#### 2.5. Tipo de estudio:

Estudio aplicado.

Es la utilización de los conocimientos en la práctica, para aplicarlos, en la mayoría de los casos, en provecho de la sociedad.

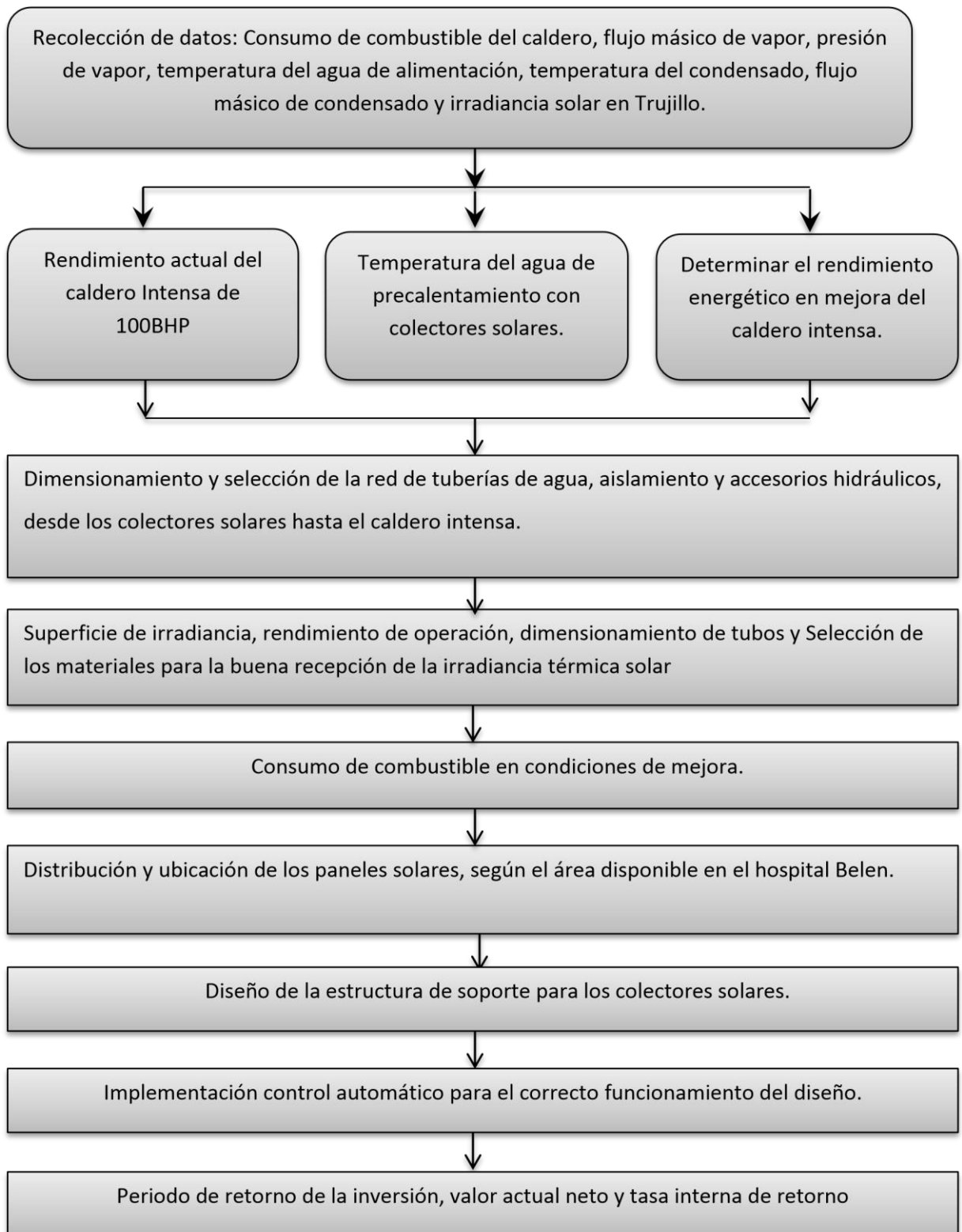
#### 2.6. Diseño:

Pre- experimental:

Pues se tomara como referencia la situación actual, la cual seguirá condiciones de (un antes) y luego se comparara con las condiciones de mejora (un después).



A continuación se detalla el procedimiento para el diseño de investigación a seguir:



## 2.7. Población, muestra y muestreo.

### **2.7.1. Población:**

Calderas pirotubulares de uso en Hospitales.

### **2.7.2. Muestra:**

Caldera del Hospital Belen, Trujillo.

-Muestreo:

Muestreo no probabilísticos - intencional.

## **2.8. Técnicas e instrumentos de recolección de datos.**

Las técnicas que se utilizaran en esta tesis serán:

### **a) técnicas:**

- entrevista. ▪ observación de campo ▪ análisis documental.
- balance y análisis de energía.

### **b) instrumentos:**

- manómetro.
- termómetro.
- flujómetros.
- documentos de reporte de estado de calderos.

Con las técnicas de recolección de datos se obtendrán:

- temperatura del agua de alimentación.
- presión de vapor del caldero.
- consumo promedio de bunker (combustible) y costo unitario.
- temperatura del condensado.
- flujo másico del condensado.
- reporte de estados de caldera.

## **2.9. Métodos de análisis de datos:**

Con instrumentos de mediciones se determinan los siguientes datos:

- Termómetro: La temperatura de agua de alimentación a la caldera y de condensado.

- Manómetro: La presión del vapor saturado seco.
- Flujometro: El flujo másico de combustible y el flujo másico de vapor.
  
- Se realizara un balance de masa y energía al caldero pirotubular para corroborar el consumo de combustible y rendimiento energético.
  
- Metodología de radiación solar, nos permitirá determinar el área de transferencia de calor de los colectores solares.
  
- Análisis energético, para determinar la temperatura del agua caliente evacuada de los calentadores, consumo de combustible y rendimiento energético en mejora.
  
- Análisis económico, para determinar el beneficio a través de la reducción del consumo de combustible y la inversión en activos fijos.
  
- Análisis financiero, para determinar las herramientas financieras VAN y TIR para la viabilidad del proyecto.

# CAPITULO III

## RESULTADOS

### 3.1. Balance de masa y energía al tanque de condensado en condiciones actuales:





Figura 08. Condiciones de operación actuales del caldero.

$$\sum \dot{m}_e * h_e = \sum \dot{m}_s * h_s$$

$$\dot{m}_{ar} * h_{ar} + \dot{m}_c * h_c = \dot{m}_a * h_a$$

Dónde:

$\dot{m}_{ar}$ : Flujo másico de agua de reposición.

$$\dot{m}_{ar} = 0.261 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

$h_{ar}$ : Entalpia del agua de reposición a 20°C (Anexo A.1)

$$h_{ar} = 83.9 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$\dot{m}_c$ : Flujo másico de condensado.

$$\dot{m}_c = 0.174 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

$h_c$ : Entalpia del condensado a 120°C (Anexo A.1)

$$h_c = 503.7 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$\dot{m}_a$ : Flujo másico de agua de alimentación.

$$\dot{m}_a = 0.435 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

Reemplazando y considerando un rendimiento del 90% del condensador, según la última auditoria de consumo de combustible realizada al caldero Intensa de 100BHP.

$$261 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} * 83.9 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} + 0.174 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} * 503.7 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} * 0.90 = 0.435 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} * h_a$$

$$0 \quad h_a = 231.6 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \quad .$$

El calor especifico promedio del agua es 4.2KJ/Kg°C para temperaturas inferiores a 130°C

$$h_a = C_p * T_a$$

$$231.6 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} = 4.2 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}^\circ\text{C}} * T_a$$

$$T_a = 55^\circ\text{C}$$

### 3.2. Determinación del rendimiento energético actual del caldero pirotubular intensa de 100BHP:

$$\eta_{\text{energ}}^{\text{cald}} = \frac{\dot{m}_v * (h_v - h_{\text{agua}})}{\dot{Q}_{\text{total}}} \quad \dots \dots (\alpha)$$

Obtención de las variables energéticas:

- Flujo másico de vapor saturado:

$$\dot{m}_v = 100\text{BHP} * \frac{15.66\text{Kg/h}}{1\text{BHP}}$$
$$\dot{m}_v = 1566 \frac{\text{Kg}}{\text{h}} = 0.435 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

- Entalpia del vapor saturado:

❖ Presión del vapor saturado:

$$P_v = 100\text{Psi man En}$$

bar manométrico:

$$P_v = 100 \text{ Psi man} * \frac{1 \text{ bar man}}{14.5 \text{ Psi man}} = 6.90 \text{ bar man}$$

En bar absoluto:

$$P_v = 6.90 \text{ bar man} + 1 \text{ bar atmosferico}$$

$$P_v = 7.90 \text{ bar abs}$$

De tablas termodinámicas a la presión 7.90 bar abs, la entalpia del vapor saturado es: (Anexo A.1)

$$h_v = 2767 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

- Entalpia del agua de alimentación:

❖ Temperatura del agua de alimentación:

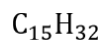
$$T_{\text{agua}} = 55^\circ\text{C}$$

De tablas termodinámicas a la temperatura, la entalpia del agua de alimentación es:  
(Anexo A.1)

$$h_{\text{agua}} = 230.2 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

- Poder calorífico inferior del petróleo diesel D-2:

❖ Ecuación química del petróleo diesel D-2:



Según la formulación matemática de la ecuación de Dulong para combustibles líquidos y gaseosos el poder calorífico inferior se determina:

$$\text{PCI}_{\text{C}_n\text{H}_m} = \frac{\text{PCI}_{\text{Carbono}} * M_{\text{C}_n} + \text{PCI}_{\text{Hidrogeno}} * M_{\text{H}_m}}{M_{\text{C}_n\text{H}_m}}$$

$\text{PCI}_{\text{Carbono}}$ : Poder calorífico inferior del carbono:  $33900 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$

$\text{PCI}_{\text{Hidrogeno}}$ : Poder calorífico inferior del hidrogeno:  $120120 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$

$M_{\text{C}}$ : Peso molecular del carbono:  $12 \frac{\text{Kg}}{\text{Kmol}}$

$M_{\text{H}}$ : Peso molecular del hidrogeno:  $1 \frac{\text{Kg}}{\text{Kmol}}$

n: Número de átomos de carbono. m:

Número de átomos de hidrogeno.

El Poder calorífico inferior seria:

$$PCI_{D-2} = \frac{PCI_{Carbono} * M_{C_{15}} + PCI_{Hidrogeno} * M_{H_{32}}}{M_{C_{15}H_{32}}}$$

$$PCI_{D-2} = \frac{33900 * (12 * 15) + 120120 * (1 * 32)}{12 * 15 + 1 * 32} = 46914.34 \frac{KJ}{Kg}$$

$$PCI_{D-2} = 46914.34 \frac{KJ}{Kg}$$

- Ratio aire/ combustible:

❖ De la formulación térmica del calor total en el quemador del caldero, tenemos:

$$\dot{Q}_{total} = \dot{Q}_{aire} + \dot{Q}_{cble} \begin{cases} \dot{Q}_{aire} = \dot{m}_{aire} * h_a \\ \dot{Q}_{cble} = \dot{m}_{cble} * (PCI + h_c) \end{cases}$$

$$Q_{total} = (\dot{m}_{aire} * h_a) + (\dot{m}_{cble} * (PCI + h_c))$$

Se tiene:

$$\dot{m}_{aire} = R_{aire} * \dot{m}_{cble}$$

$$\dot{Q}_{total} = R_{aire} * \dot{m}_{cble} * h_a + \dot{m}_{cble} * (PCI + h_c)$$

$$\dot{Q}_{total} = \dot{m}_{cble} * (R_{aire} * h_a + PCI + h_c)$$

$$\dot{Q}_{total} = \dot{m}_{cble} * (R_{aire} * h_a + PCI + h_c)$$

$$\dot{Q}_{util} + \dot{Q}_{GR} = \dot{m}_{cble} * (R_{aire} * h_a + PCI + h_c)$$

$$\dot{m}_v * (h_v - h_{agua}) + \dot{m}_{GR} * h_{GR} = \dot{m}_{cble} * (R_{aire} * h_a + PCI + h_c)$$

$$\dot{m}_v * (h_v - h_{agua}) + \left(1 + R_{aire}\right) * \dot{m}_{cble} * h_{GR} = \dot{m}_{cble} * \left(R_{aire} * h_a + PCI + h_c\right) \quad \dots (\beta)$$

Dónde:

- ❖ Flujo másico de vapor saturado:

$$\dot{m}_v = 0.435 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

- ❖ Entalpia del vapor saturado:

$$h_v = 2767 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

- ❖ Entalpia del agua de alimentación:

$$h_{\text{agua}} = 230.2 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

- ❖ Poder calorífico:

$$\text{PCI}_{\text{D-2}} = 46914.34 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

- ❖ Flujo másico de combustible:

De los registros de consumo de petróleo diesel D-2 por la caldera pirotubular intensa de 100BHP, se obtuvo:

$$\dot{m}_{\text{cble}} = 30 \text{Gal/h}$$

En Kg/s:

$$\dot{m}_{\text{cble}} = 30 \frac{\text{Gal}}{\text{h}} * \frac{3.62 \text{Kg}}{1 \text{Gal}} = 108.6 \frac{\text{Kg}}{\text{h}} = 0.03017 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

- ❖ Entalpia de los gases residuales:

La temperatura promedio de los gases residuales de chimenea del caldero es:

$$T_{\text{GR}} = 180^\circ\text{C}$$

De la tabla de gases de combustión el calor específico a presión constante a la temperatura de gases residuales es: (Anexo A.2)

$$C_{p_{\text{GR}}} = 1.09104 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}^\circ\text{C}}$$

La entalpia de gases residuales:

$$h_{GR} = C_{pGR} * T_{GR}$$

$$h_{GR} = \left( 1.09104 \frac{KJ}{Kg^{\circ}C} \right) * (180^{\circ}C)$$

$$h_{GR} = 196.3872 \frac{KJ}{Kg}$$

❖ Entalpia del aire de combustión:

La temperatura promedio del aire de ingreso al quemador es:

$$T_a = 20^{\circ}C$$

De la tabla de aire el calor específico a presión constante a la temperatura de aire es: (Anexo A.3)

$$C_{p_a} = 1.007 \frac{KJ}{Kg^{\circ}C}$$

La entalpia del aire:

$$h_a = C_{pGR} * T_{GR}$$

$$h_a = \left( 1.007 \frac{KJ}{Kg^{\circ}C} \right) * (20^{\circ}C)$$

$$h_a = 20.14 \frac{KJ}{Kg}$$

❖ Entalpia del combustible:

La temperatura promedio del combustible al quemador es:

$$T_c = 25^{\circ}C$$

De la tabla de petróleo diesel el calor específico a presión constante a la temperatura de combustible es: (Anexo A.4)

$$C_{p_c} = 1.745 \frac{KJ}{Kg^{\circ}C}$$

La entalpia del combustible:

$$h_c = C_{p_c} * T_c$$

$$h_c = \left( 1.745 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}^\circ\text{C}} \right) * (25^\circ\text{C})$$

$$h_c = 43.625 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

Reemplazando en la ecuación ( $\beta$ ):

$$\begin{aligned} & 0.435 * (2767 - 230.2) + (1 + R_{\text{aire}}) * 0.03017 * 196.3872 \\ & \quad \text{cble} \\ & = 0.03017 * (R_{\text{aire}} * 20.14 + 46914.34 + 43.625) \\ & \quad \text{cble} \end{aligned}$$

La relación aire combustible entregada seria:

$$R_{\text{aire}} = 57.8 \frac{\text{Kgaire}}{\text{Kgcble}}$$

- Calor de combustión total:

De la ecuación del balance térmico en el quemador, tenemos:

$$Q_{\text{total}} = R_{\text{aire}} * \dot{m}_{\text{cble}} * h_a + \dot{m}_{\text{cble}} * (\text{PCI} + h_c)$$

cble Datos:

$$\checkmark R_{\text{aire}} = 57.8 \frac{\text{Kgaire}}{\text{Kgcble}}$$

$$\checkmark \dot{m}_{\text{cble}} = 0.03017 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

$$\checkmark h_a = 20.14 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$\checkmark \text{PCI}_{\text{D-2}} = 46914.34 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$\checkmark h_c = 43.625 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

Reemplazando:

$$Q_{\text{total}} = 57.8 * 0.03017 * 20.14 + 0.03017 * (46914.34 + 43.625)$$

$$Q_{\text{total}} = 1451.84 \text{ KW}$$

Finalmente el rendimiento energético actual del caldero pirotubular Intensa de 100BHP:

Reemplazando todas las variables encontradas en la ecuación ( $\alpha$ )

$$\eta_{\text{energ}}^{\text{cald}} = \frac{0.435 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} * (2767 - 230.2) \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}}{1451.84 \text{ KW}}$$

$$\eta_{\text{energ}} = 76\% \text{ cald}$$

### 3.3. Calculo de la temperatura del agua de precalentamiento con colectores solares

Determinaremos la temperatura del agua hacer entregada por los colectores solares, calentando el agua de alimentación hasta 100°C, según la norma técnica peruana NTP 350.



Figura 09. Condensador en estado de mejora.

$$\sum \dot{m}_e * h_e = \sum \dot{m}_s * h_s$$

$$\dot{m}_{ar} * h_{ar} + \dot{m}_c * h_c = \dot{m}_a * h_a$$

Dónde:

$\dot{m}_{ar}$ : Flujo másico de agua de reposición.



$$\dot{m}_{ar} = 0.261 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

$\dot{m}_c$ : Flujo másico de condensado.

$$\dot{m}_c = 0.174 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

$h_c$ : Entalpia del condensado a 120°C (Anexo A.1)

$$h_c = 503.7 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$\dot{m}_a$ : Flujo másico de agua de alimentación.

$$\dot{m}_a = 0.435 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

$h_a$ : Entalpia del agua de alimentación a 100°C (Anexo A.1)

$$h_a = 419.1 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$261 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} * h_{ar} + 0.174 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} * 503.7 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} = 0.435 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} * 419.1 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \quad 0.$$

$$h_{ar} = 362.7 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

El calor específico promedio del agua es 4.2KJ/Kg°C para temperaturas inferiores a 130°C

$$h_{ar} = C_p * T_{ar}$$

$$362.7 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} = 4.2 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}^\circ\text{C}} * T_a$$

$$T_a = 86^\circ\text{C}$$

**Comentario:** los colectores solares serán diseñados para calentar el agua de reposición como mínimo a la temperatura de 86°C

### 3.4. Ahorro de combustible con la implementación de colectores solares.

En la siguiente formulación, determinaremos el ahorro en combustible por calentamiento de agua:

$$\Delta \dot{m}_{cble} = \frac{\dot{Q}_{util_{agua}}}{\left( \text{PCI}_{D-2} + h_c + R_{aire} * h_a \right) * \eta_{energ}}_{cble}$$

Dónde:

$$\dot{Q}_{util_{agua}} = \dot{m}_v * \left( h_{agua_{mejora}} - h_{agua_{actual}} \right)$$

- ❖ Flujo másico de vapor saturado:

$$\dot{m}_v = 0.435 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

- ❖ Entalpia del agua de alimentación en mejora:

$$h_{\text{agua}}^{\text{mejora}} = 419.1 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

- ❖ Entalpia del agua de alimentación actual:

$$h_{\text{agua}}^{\text{actual}} = 231.6 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

- ❖  $R_{\text{aire}}^{\text{cble}} = 57.8 \frac{\text{Kg aire}}{\text{Kg cble}}$

- ❖  $h_a = 20.14 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$

- ❖  $PCl_{D-2} = 46914.34 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$

- ❖  $h_c = 43.625 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$

Reemplazando:

$$\dot{Q}_{\text{util}} = 0.435 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} * \left( 419.1 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} - 231.6 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \right)$$

$$\dot{Q}_{\text{util}} = 82 \text{ KW}$$

El ahorro de combustible, seria:

$$\Delta \dot{m}_{\text{cble}} = \frac{82 \text{ KW}}{\left( 46914.34 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} + 43.625 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} + 57.8 \frac{\text{Kg aire}}{\text{Kg cble}} * 20.14 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \right) * 0.76}$$

$$\Delta \dot{m}_{\text{cble}} = 2.242 * 10^{-3} \frac{\text{Kg}}{\text{s}} = 8.1 \frac{\text{Kg}}{\text{h}} = 2.24 \frac{\text{Gal}}{\text{h}}$$

#### Comentario:

En condiciones actuales el consumo de combustible es: 30 Gal/h ( $0.03017 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$ )

En condiciones de mejora el consumo de combustible es: 27.76 Gal/h ( $0.027 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$ )

### 3.5. Ahorro en consumo de combustible anual por calentamiento de agua de alimentación por colectores solares

El ahorro en gal/año,  $\Delta \dot{m}_{\text{cble}} = \Delta \dot{m}_{\text{cble}} \left[ \frac{\text{Gal}}{\text{h}} \right] * T \left[ \frac{\text{h}}{\text{año}} \right]$   
sería:

$$\Delta \dot{m}_{\text{cble}} = 2.24 \frac{\text{Gal}}{\text{h}} * 5840 \frac{\text{h}}{\text{año}}$$

$$\Delta \dot{m}_{\text{cble}} = 13082 \frac{\text{Gal}}{\text{año}}$$

### 3.6. Rendimiento energético del caldero intensa de 100BHP en condiciones de mejora

Según la formulación energética:

$$\eta_{\text{energ}}^{\text{cald}} = \frac{\dot{m}_v * (h_v - h_{\text{agua}})}{\dot{Q}_{\text{total}}}$$

Datos:

- Flujo másico de vapor saturado:

$$\dot{m}_v = 0.435 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

- Entalpia del vapor saturado:

$$h_v = 2767 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

- Entalpia del agua de alimentación en condiciones de mejora:

$$h_{\text{agua}}^{\text{mejora}} = 419.1 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

- Poder calorífico inferior del petróleo diesel D-2:

$$\text{PCI}_{\text{D-2}} = 46914.34 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

- Calor de combustión total:

De la ecuación del balance térmico en el quemador, tenemos:

$$Q_{\text{total}} = R_{\text{aire}} * \dot{m}_{\text{cble}} * h_a + \dot{m}_{\text{cble}} * (PCI + h_c)$$

cble Datos:

$$\checkmark R_{\text{aire}} = 61.7 \frac{\text{Kg}_{\text{aire}}}{\text{Kg}_{\text{cble}}}$$

$$\checkmark \dot{m}_{\text{cble}} = 0.027 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

$$\checkmark h_a = 20.14 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$\checkmark PCI_{D-2} = 46914.34 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$\checkmark h_c = 43.625 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

Reemplazando:

$$Q_{\text{total}} = 57.8 * 0.027 * 20.14 + 0.027 * (46914.34 + 43.625)$$

$$Q_{\text{total}} = 1299 \text{ KW}$$

El rendimiento energético del caldero en condiciones de mejora, seria:

$$\eta_{\text{energ}} = \frac{0.435 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} * \left( 2767 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} - 419.1 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \right)}{1299 \text{ KW}}$$

$$\eta_{\text{energ}} = 79\% \text{ cald}$$

### 3.7. Aislamiento térmico del condensador para evitar pérdidas de convección al medio. Lana mineral de roca.

En la figura 10, se muestran las dimensiones del tanque de condensado del Hospital Belén



Figura 10. Tanque de condensado del Hospital Belén.

#### a) Pérdidas de potencia térmica por convección:

1. Con tubería desnuda:

$$\dot{Q}_{P_{\text{desnuda}}} = \frac{h_{P \rightarrow \infty} * S_L * (T_{P_{\text{desnuda}}} - T_{\infty})}{1000}$$

- El coeficiente de convección de pared-medio ambiente es:

$$h_{P \rightarrow \infty} = 11.6 + 6.96 * \sqrt{V_{\text{aire}}}$$

Dónde:

$$V_{\text{aire}} = 0 \frac{\text{m}}{\text{s}} (\text{Lugar cerrado})$$

Tenemos:

$$h_{P \rightarrow \infty} = 11.6 + 6.96 * \sqrt{0}$$

$$h_{P \rightarrow \infty} = 11.6 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

- Superficie lateral de transferencia de calor del tanque de condensado:

$$S_1 = \pi * D_{ext} * L \quad .2 \text{ m}$$

$$S_L = \pi * 1.55 \text{ m} * 3$$

$$S_L = 15.6 \text{ m}^2$$

- Temperatura promedio de la superficie exterior del tanque de condensado: Análisis con la máxima temperatura que ingresa al tanque de condensado.

$$T_{P_{desnuda}} = 120^\circ\text{C}$$

- Temperatura promedio del medio ambiente:

$$T_{\infty} = 20^\circ\text{C}$$

Reemplazando

$$\dot{Q}_{P_{desnuda}} = \frac{11.6 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{C}} * 15.6 \text{ m}^2 * (120 - 20)^\circ\text{C}}{1000}$$

$$Q_{P_{desnuda}} = 18.1 \text{ KW}$$

2. Con tubería aislada:

$$Q_{P_{aislada}} = (1 - \eta_{aislada}) * Q_{P_{desnuda}}$$

- El rendimiento promedio de la lana minera:  $\eta_{aisl} = 95\%$

Remplazando:

$$Q_{P_{aislada}} = (1 - 0.95) * 18.1 \text{ KW}$$

$$Q_{P_{aislada}} = 0.905 \text{ KW}$$

- Conductibilidad térmica del aislamiento-Lana mineral:

$$K_a = 0.0204 + 0.000145 * T_m$$

Donde la temperatura media:

$$T_m = \frac{T_{P_{ext}} + T_{P_{ext, \text{aislante}}}}{2}$$

Y considerando, una temperatura exterior para el aislante de 35°C

$$T_m = \frac{120^\circ\text{C} + 35^\circ\text{C}}{2}$$

$$T_m = 77.5^\circ\text{C}$$

La conductividad térmica de la lana mineral, seria:

$$K_{\text{aislante}} = 0.0204 + 0.000145 * (77.5)$$

$$K_{\text{aislante}} = 0.03164 \frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{C}}$$

- Transferencia de calor por conducción en el aislante

$$\dot{Q}_{P_{\text{aislante}}} = \frac{(T_{P_{ext}} - T_{P_{ext, \text{aislante}}})}{\left(\frac{1}{2\pi * K_{\text{aisl}} * L}\right) * \ln\left(\frac{D_{\text{ext, \text{aislante}}}}{D_{\text{ext}}}\right)}$$

Despejando el  $D_{\text{ext, \text{aislante}}}$ , tenemos:

$$\ln\left(\frac{D_{\text{ext, \text{aislante}}}}{D_{\text{ext}}}\right) = \frac{2\pi * K_{\text{aisl}} * L * (T_{P_{ext}} - T_{P_{ext, \text{aislante}}})}{\dot{Q}_{P_{\text{aislada}}}}$$

$$D_{\text{ext, \text{aislante}}} = D_{\text{ext}} * e^{\frac{2\pi * K_{\text{aisl}} * L * (T_{P_{ext}} - T_{P_{ext, \text{aislante}}})}{\dot{Q}_{P_{\text{aislada}}}}}$$

Reemplazamos:

$$D_{\text{ext, \text{aislante}}} = 1.55 * e^{\frac{2\pi * 0.03164 * 3.2 * (120 - 35)}{0.905 * 10^3}}$$

$$D_{\text{ext, \text{aislante}}} = 1.645 \text{ m}$$

Finalmente; el espesor del aislante seria:

$$\delta_{\text{aisl.}} = \frac{D_{\text{ext}} - D_{\text{ext}}}{2}$$

$$\delta_{\text{aisl.}} = \frac{1.645\text{m} - 1.55\text{m}}{2}$$

$$\delta_{\text{aisl.}} = 0.0475 \text{ m} = 1.87 \text{ pulg}$$

- Número de fardos:

De las especificaciones técnicas de la lana mineral (Anexo A.4), las dimensiones de un fardo son:

Longitud: 5 m

Ancho: 910 mm

Espesor: 40 mm = 1.5748 pulg

Área transferencia de calor:  $S_{\text{fardo}} = 5\text{m} * 0.91\text{m} = 4.55 \text{ m}^2$

El número por cada pulgada de espesor:

$$N_{\text{fardos/pulg}} = \frac{S_L}{S_{\text{fardo}}}$$

$$N_{\text{fardos/pulg}} = \frac{15.6 \text{ m}^2}{4.55 \text{ m}^2}$$

$$N_{\text{fardos/pulg}} = \frac{3.43\text{fardos}}{1.5748\text{pulg}} = 2.18 \frac{\text{fardos}}{\text{pulg}}$$

El número de fardos totales serian:

$$N_{\text{fardos totales}} = N_{\text{fardos/pulg}} * \delta_{\text{aisl.}}$$

$$N_{\text{fardos totales}} = 2.18 \frac{\text{fardos}}{\text{pulg}} * 1.87 \text{ pulg}$$

$$N_{\text{fardos totales}} = 4 \text{ fardo}$$

### 3.8. Selección y dimensionamiento de los colectores solares

Del proveedor comercial de paneles solares IBERSOLAR en Perú, seleccionamos el colector plano, modelo OPS-V250, con los siguientes parámetros.

Tabla 01. Dimensiones del colector solar (Ver Anexo A.5)



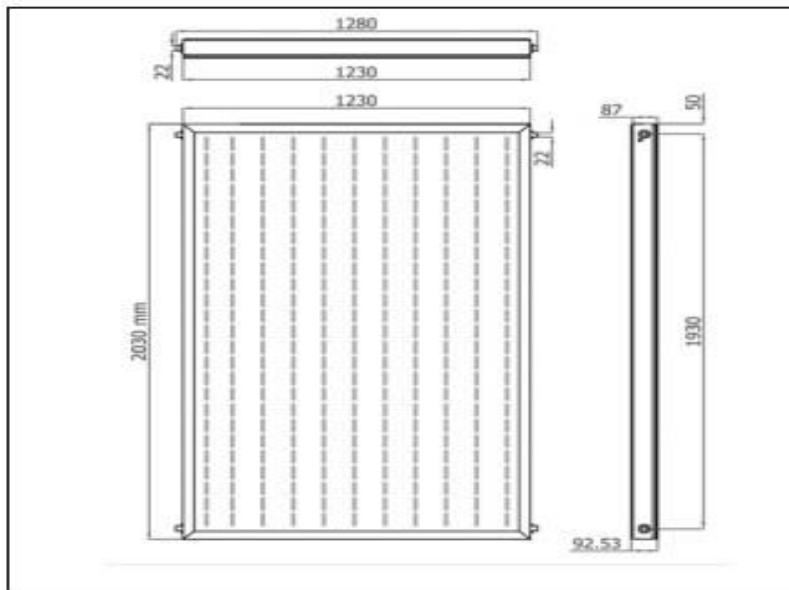
REFERENCIA		01010110/100405
Modelo		OPS-V250
Captador	Unidades	Valores
Dimensiones (Ancho x Alto x Profundo)	mm	1230 x 2030 x 92.5
Área bruta	m <sup>2</sup>	2.50
Área de apertura	m <sup>2</sup>	2.30
Número de cubiertas		1
Espesor de la cubierta	mm	4
Material de la cubierta		Vidrio templado de bajo contenido en hierro
Tubos verticales		11 tubos de cobre
Diámetro de los tubos verticales	mm	8
Separación entre tubos	mm	100
Tubos horizontales		2 tubos de cobre
Diámetro de los tubos horizontales	mm	22
Construcción tipo		Parrilla
Peso en vacío	kg	50.50
Peso en funcionamiento	kg	52.77
Material de la carcasa		Aluminio lacado gris
Absorbedor		
Tratamiento del absorbedor		SunSelect
Rendimiento óptico	%	78.6
Coefficiente de pérdidas $k_1$	W/m <sup>2</sup> K	3.62
Aislamiento		Lana de Roca
Espesor aislamiento lateral y posterior	mm	20 / 50
Hidráulica		
Volumen fluido caloportador	litros	1.64
Fluido Caloportador		Propilenglicol
Presión de trabajo	bar	10
Presión de prueba	bar	15
Caudal recomendado	l/hm <sup>2</sup>	50
Conexiones de tubo liso	mm	22
Temperatura de estancamiento *	°C	217 °C + T <sup>a</sup> ambiente

\* Radiación a 1000 W/m<sup>2</sup>

### 3.8. 1. Dimensiones del colector solar

Figura 11, se muestran las dimensiones del colector solar seleccionado (Ver Anexo A.5)

Figura 11. Dimensiones del colector solar



### 3.8.2. Irradiancia solar en la ciudad de Trujillo promedio:

En la figura 12, se muestra la irradiación solar promedio en el departamento de La Libertad con un ángulo de inclinación promedio de 25°, para el cual se aprovecha la máxima energía del sol.

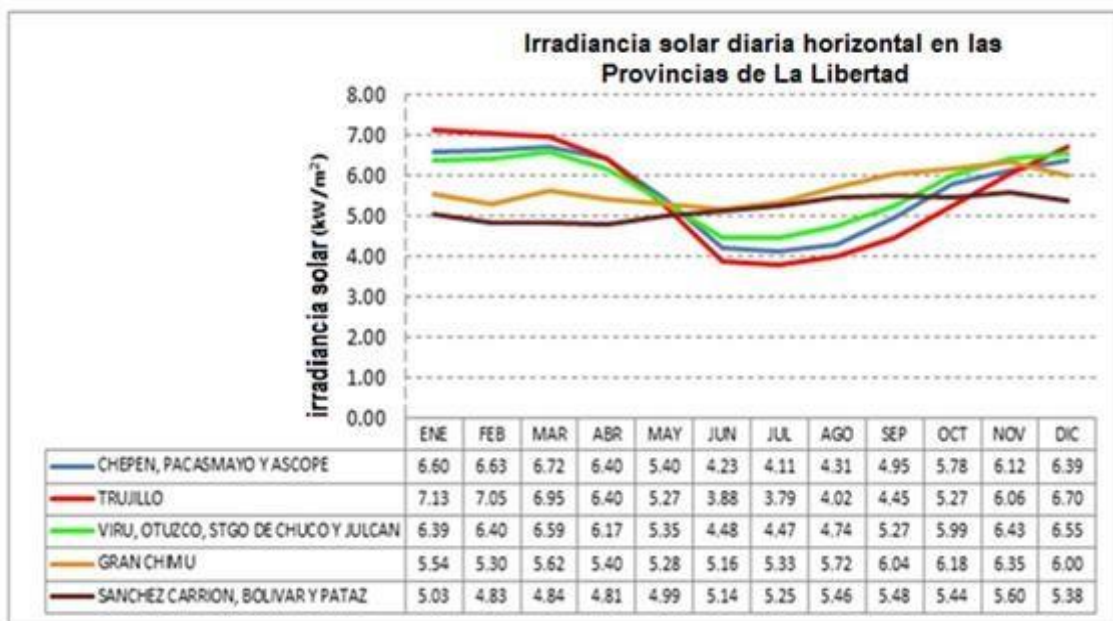


Figura 12. Irradiancia solar de las provincias de la Libertad, con un ángulo de 25°

El Hospital Belen se encuentra en la ciudad de Trujillo, por lo tanto la Irradiancia promedio anual es:

$$G = \frac{7.13 + 7.05 + 6.95 + 6.40 + 5.27 + 3.88 + 3.79 + 4.02 + 4.45 + 5.27 + 6.06 + 6.70}{12}$$

$$I = G = 5.5808 \frac{\text{KW}}{\text{m}^2}$$

### 3.8.3. Rendimiento energético del colector

En la figura 13, se muestra el comportamiento lineal del rendimiento energético del colector seleccionado. Según se muestra en la figura el rendimiento de los colectores solares serian, 74%.

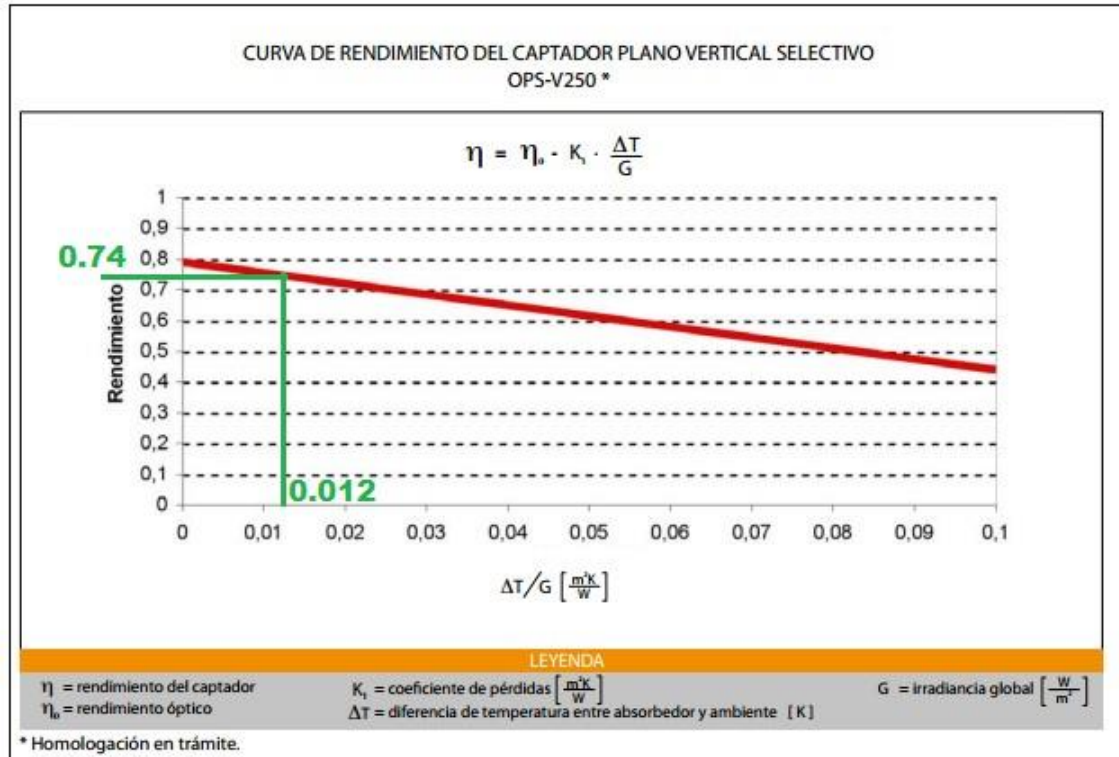


Figura 13. Rendimiento energético del colector solar

Se determina:

$$\frac{\Delta T}{G} = \frac{86^{\circ}\text{C} - 20^{\circ}\text{C}}{5580.8 \frac{W}{m^2}}$$

$$\frac{\Delta T}{G} = 0.012$$

### 3.8.4. Calor útil de los colectores solares:

Mediante un balance de energía tenemos:

$$\dot{Q}_{\text{util}} = \dot{m}_{\text{ar}} * \left( h_{\text{ar con colectores}} - h_{\text{ar sin colectores}} \right)$$

Tenemos:

$$\dot{m}_{\text{ar}} = 0.261 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

$$h_{\text{ar con}} = 360.1 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \text{ a } 86^{\circ}\text{C} \text{ Anexo A.1}$$

colectores

$$h_{\text{ar sin colectores}} = 83.9 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$\dot{Q}_{\text{util}} = 0.261 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} * \left( 360.1 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} - 83.9 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \right)$$

$$\dot{Q}_{\text{util}} = 72.0882 \text{ KW}$$

**3.8.5. Área total a necesitar con colectores solares** Mediante un balance de energía:

$$\dot{Q}_{\text{util}} = G * A_t * \left( a_0 - \frac{T_{\text{ci}} - T_o}{G} * K_1 \right)$$

Dónde:

$A_t$ : Área total de transferencia para la Irradiancia  $a_0$ :

Rendimiento óptimo del colector (Tabla 01)

$K_1$ : Coeficientes de pérdidas (Tabla 01)  $T_{\text{ci}}$ :

Temperatura de salida del colector  $T_o$ :

Temperatura ambiente.

Reemplazando:

$$72.0882 \text{ KW} = 5.5808 \frac{\text{KW}}{\text{m}^2} * A_t * \left( 0.786 - \frac{86^\circ\text{C} - 20^\circ\text{C}}{5580.8 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}} * 3.62 \frac{\text{KW}}{\text{m}^2\text{°K}} \right)$$

Despejando el área:

$$A_t = 17.38 \text{ m}^2$$

**3.8.6. Número de colectores solares**

$$N_c = \frac{A_t}{A_u}$$

$A_u$ : Área unitaria útil de cada colector (Tabla 01) Reemplazando:

$$N_c = \frac{17.38 \text{ m}^2}{2.30 \text{ m}^2}$$

$$N_c = 8 \text{ colectores}$$

Para calentar el agua de reposición a 86°C, se necesitaran implementar 8 colectores

### **3.8.7. Área disponible en el hospital Belen, para la ubicación de los colectores solares**



Figura 13. Ubicación de los paneles solares –Hospital Belen

### 3.9. Análisis de soportes de los colectores solares:

□ Peso unitario de cada Colector:

$$m_c = 52.77 \text{ Kg}$$

En Newton:

$$W_c = m_c * g$$

$$W_c = 52.77 \text{ Kg} * 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$W_c = 517.674 \text{ N}$$

□ Carga critica máxima:

$$F.S = \frac{W_{\text{neto}}}{W_c}$$

Considerando un factor de seguridad de 3.

Tenemos;

$$3 = \frac{W_{\text{neto}}}{517.674 \text{ N}}$$

$$W_{\text{neto}} = 1553 \text{ N}$$

### 3.9.1. Dimensionamiento de la placa base, como soporte del colector plano:

- Peso total que soportaría la placa base:

$$W_{\text{neto}} = 1553 \text{ N}$$

**- Espesor de la placa:**

Debido a que las dimensiones del colector son: ancho: 1230 mm y largo 2030 mm, las dimensiones de la placa serian a criterio de diseño serian:

□ Ancho: 1500 mm

□ Largo: 2300 mm

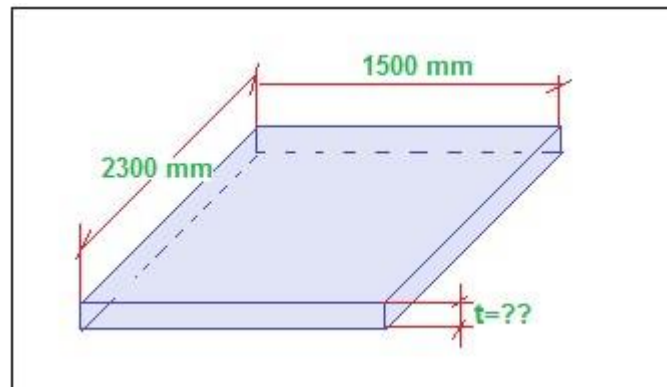


Figura 14. Dimensiones de la placa base

Mediante la teoría de falla, por el esfuerzo cortante:

$$\tau = \frac{W_{\text{neto}}}{A}$$

El área de la placa sometida al esfuerzo cortante es la menor área lateral:

$$A = 1.5 * t$$

Por lo tanto el esfuerzo cortante de trabajo seria:

$$\tau = \frac{1553 \text{ N}}{1.5 * t}$$

$$\tau = \frac{1035.33}{t}$$

Esfuerzo cortante máximo de la placa por diseño: las placas bases serán de material ASTM A36, por lo tanto el esfuerzo de fluencia es 250MPa.

$$\tau_{\text{max}} = \frac{S_y}{2}$$



$$\tau_{\max} = \frac{250 * 10^6 \text{Pa}}{2} = 125 * 10^6 \text{Pa}$$

Factor de seguridad: 5 (Recomendado para placas de soporte base)

$$n = \frac{\tau_{\max}}{\tau}$$

$$5 = \frac{125 * 10^6 \text{Pa}}{\frac{1035.33}{t}}$$

El espesor de la placa normalizada sería:

$$t = 12.7 \text{ mm} = \frac{1}{2} \text{ pulg}$$

En la figura 15 se muestra las dimensiones de las placas base.

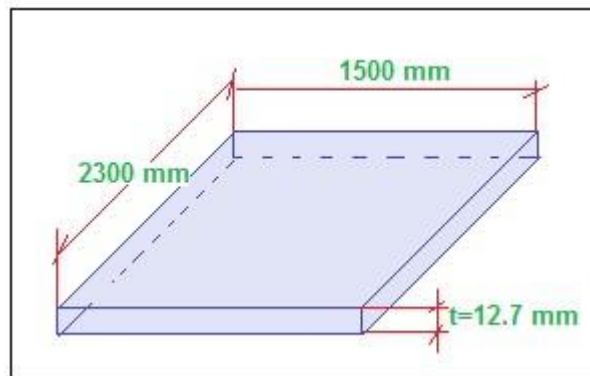


Figura 3.15. Dimensiones de las placas bases

**- Diámetro de los pernos:**

Mediante el mismo criterio de las placas, se diseñará los pernos de sujeción de la placa.

**- Fuerza cortante por cada perno:**

Son 4 pernos por cada placa.

$$V_{\text{Perno}} = \frac{W_{\text{neto}}}{N^{\circ} \text{ pernos}} = \frac{1553 \text{ N}}{4} = 388.25 \text{ N}$$

$$V_{\text{Perno}} = 388.25 \text{ N}$$

- Esfuerzo cortante máximo por diseño del perno:

$$\tau_{\text{max}} = \frac{S_y}{2}$$

Seleccionamos pernos de Grado SAE núm. 2 con esfuerzo de fluencia de 36KPsi (250MPa). Anexo A.7

$$\tau_{\text{max}} = \frac{250 \text{ MPa}}{2}$$

$$\tau_{\text{max}} = 125 \text{ MPa}$$

- Factor de seguridad: para un factor de seguridad de 5.

$$n = \frac{\tau_{\text{max}}}{\tau}$$

Despejando el esfuerzo cortante de trabajo,

$$\tau = \frac{\tau_{\text{max}}}{n}$$

Dónde:

$$\frac{V_{\text{Perno}}}{A} = \frac{\tau_{\text{max}}}{n}$$

El área transversal de cada perno sería:

$$A = \frac{n * V_{\text{Perno}}}{\tau_{\text{max}}}$$

Sustituyendo el área en función del diámetro del perno, tenemos:

$$\frac{\pi * d^2}{4} = \frac{n * V_{\text{Perno}}}{\tau_{\text{max}}}$$

Despejando el diámetro del perno y normalizando:

$$d = \sqrt{\frac{4 * n * V_{\text{Perno}}}{\pi * \tau_{\text{max}}}} = \sqrt{\frac{4 * 5 * 388.25 \text{ N}}{\pi * 125 * 10^6 \text{ Pa}}}$$

$$d = 12.7 \text{ mm} \rightarrow \text{Normalizando } d = \frac{1}{2} \text{ pulg}$$

En la figura 16, se muestra la ubicación de los pernos en las placas.

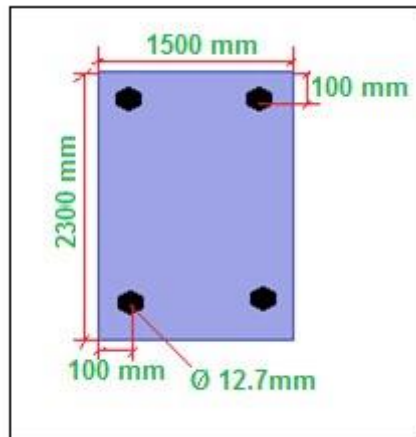


Figura 16. Ubicación de los pernos

**- Dimensionamiento de la base de cimentación:**

El peso que soportaría la cimentación es el peso de la carga (colector solar) y peso de las placa

Tenemos:

- Peso del colector solar:

$$W_{\text{neto}} = 1553 \text{ N}$$

- Peso de la placa:

$$P_{\text{Placa}} = \gamma_{\text{acero}} * V_{\text{placa}}$$

El volumen del material de cada placa es:

$$V_{\text{placas}} = 1.5 \text{ m} * 2.3 \text{ m} * 0.0127 \text{ m}$$

$$V_{\text{placas}} = 0.044 \text{ m}^3$$

El peso específico del acero es:  $76.5 * 10^3 \frac{\text{N}}{\text{m}^3}$  (Anexo A.8)

$$P_{\text{Placa}} = 76.5 * 10^3 \frac{\text{N}}{\text{m}^3} * 0.044 \text{ m}^3$$

$$P_{\text{Placa}} = 3366 \text{ N}$$

- El peso total que soportaría la cimentación, sería:

$$F_t = P_{\text{Placa}} + W_{\text{neto}}$$

$$F_t = 3366 \text{ N} + 1553 \text{ N}$$

$$F_t = 4919 \text{ N}$$

**- Altura y ancho de los cimientos:**

El ancho y la altura de la cimentación se pueden determinar, según la formulación:

$$b^2 = \frac{F_t}{(\sigma_{\text{adm}})_{\text{terreno}} - \gamma_{\text{terreno}} * e}$$

Dónde:

b: Ancho y el largo del cimiento.

e: Altura del cimiento, para el cálculo se tomara  $e=b/2$  Tenemos:

$(\sigma_{adm})_{terreno} = 380 \text{ KPa}$  (Según la ubicación el terreno es grava compacta) A.9.

$$\gamma_{terreno} = 22 \frac{\text{KN}}{\text{m}^3} (\text{Peso específico promedio para terrenos})$$

Remplazando:

$$b^2 = \frac{4919 \text{ N}}{(380 * 10^3 \text{ Pa}) - (22 * 10^3) * \frac{b}{2}}$$

Resolviendo:

$$b = 137 \text{ mm}$$

Podemos, decir que el ancho mínimo para soportar el peso del colector y placa base es de 137 mm, por lo consiguiente las dimensiones del cimiento seria:

□ Ancho del cimiento:  $b_1=1600 \text{ mm}$

□ Largo del cimiento:  $b_2=2400 \text{ mm}$

El espesor del cimiento seria:

$$e = \frac{b}{2} = \frac{137 \text{ mm}}{2} = 70 \text{ mm}$$

En la figura 17. Se muestran las dimensiones del cimiento:

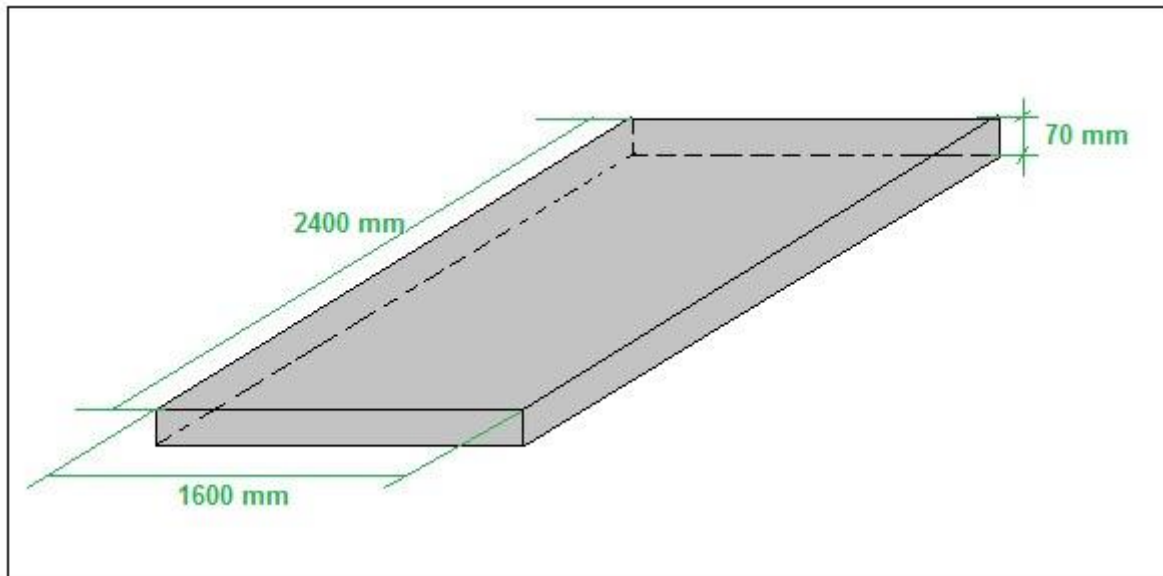


Figura 17. Dimensiones del cimiento.

Verificación de la base de concreto:

$$\sigma_{\text{efectuado}} < (\sigma_{\text{adm}})_{\text{terreno}}$$

$$\frac{F_t}{A} < 380 * 10^3 \text{ Pa}$$

$$\frac{F_t}{b_1 * b_2} < 380 * 10^3 \text{ Pa}$$

$$\frac{4919 \text{ N}}{(1.6 \text{ m} * 2.4 \text{ m})} < 380000 \text{ Pa}$$

$1281 \text{ Pa} < 380000 \text{ Pa}$  ; Las dimensiones son satisfactorias.

### 3.10. Sistema eléctrico de la bomba de accionamiento del agua de precalentamiento con colectores solares:

En la figura 18, se muestra los accesorios eléctricos y sistema de seguridad de la bomba de agua de circulación, en el colector solar.

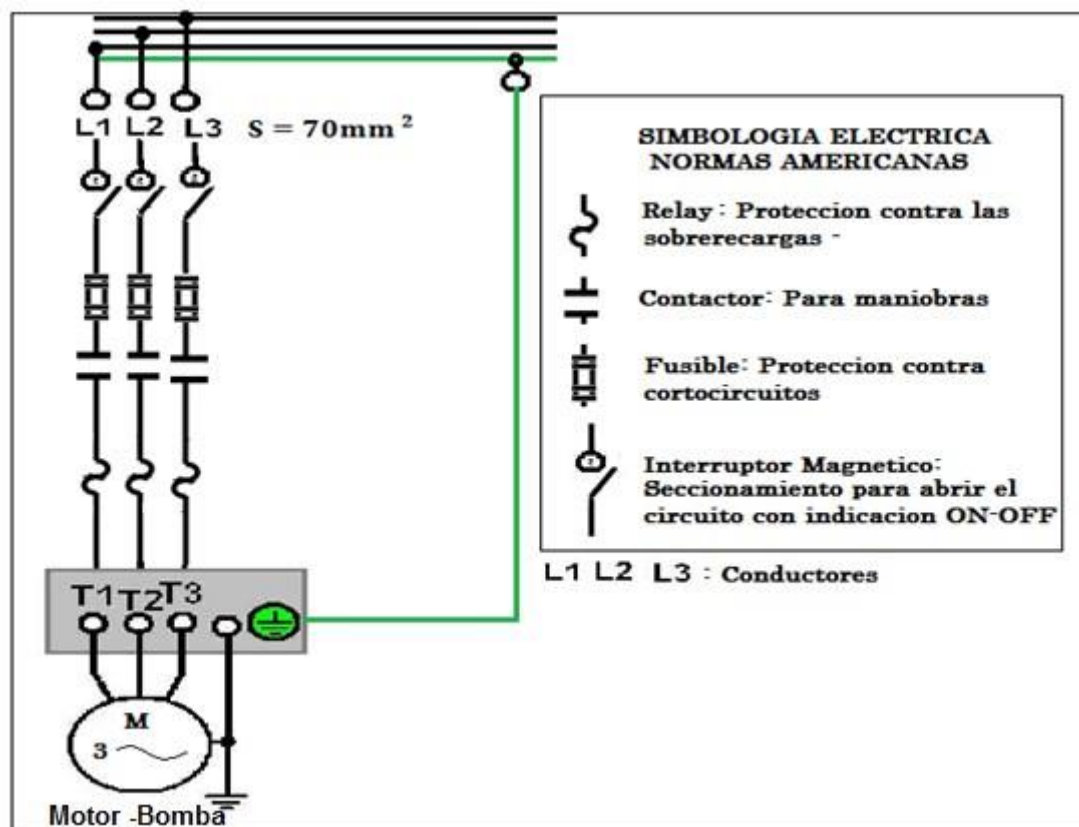


Figura 18. Sistema eléctrico.

### 3.11 Beneficio en ahorro de combustible:

$$B_{\text{diesel}} = \Delta \dot{m}_{\text{cble}}^{\text{anual}} * C_{\text{unitario}}^{\text{diesel}} = 13082 \frac{\text{Gal}}{\text{año}}$$

Donde, el costo unitario del combustible diesel, al valor que lo compra el hospital Belen es:  
9.45N.S/Gal

Reemplazando:

$$B_{\text{diesel}} = 13082 \frac{\text{Gal}}{\text{año}} * 9.45 \frac{\text{N.S}}{\text{Gal}}$$

$$B_{\text{diesel}} = 123625 \frac{\text{N.S}}{\text{año}}$$

### 3.12. Inversión en activos fijos

Activo Fijo	Cantidad	Costo unitario (N.S)	Costo total (N.S)
Colector solar OPS –V250, superficie útil 2.30m <sup>2</sup> , fluido a 86°C. Dimensiones: 1230mmx2030mmx92.5m	8	8300.00	66400.00
Aislamiento térmico: Lana mineral de roca, Dimensiones: 5mx910mmx40mm, espesor de aislante 1.87pulg	4	420.00	1680.00
Termómetros, Tipo sifón U, de 0°C a 100°C	2	300.00	600.00
Control automático para accesorios			5000.00
Obras Civiles			10000.00
Mano de obra			10000.00
Total			93680.00



**3.13 Periodo del retorno de la inversión:**

$$PRI = \frac{INVERSION}{BENEFICIO}$$

$$PRI = \frac{93680.00 \text{ N.S}}{123625 \frac{\text{N.S}}{\text{año}}}$$

$$PRI = 0.75 \text{ año} = 9 \text{ meses}$$

### 3.14 Análisis Financiero:

Para el análisis financiero se consideran los siguientes datos:

Inversión: 93680.00 N.S =33457.14 \$/año

Beneficio:  $123625 \frac{\text{N.S}}{\text{año}} = 44151.8 \text{ \$/año}$

Periodo: 10 años

Interés: 10% (<http://www.sbs.gob.pe/>). Superintendencia de banca, seguros y AFP.

En la tabla 02. Se muestran los valores correspondientes al VAN y TIR del proyecto, los cuales resultan satisfactorios para el proyecto.

Tabla 02. Análisis Financiero.

VAN y TIR HOSPITAL- BELEN Cálculo de TIR y VAN		
Años	Flujo de Fondos	Movimientos en el Periodo – Año
Inversión	-\$33,457.14	Costo Inicial del Proyecto
1	\$44,151.80	Beneficios Netos anuales
2	\$44,151.80	Beneficios Netos anuales
3	\$44,151.80	Beneficios Netos anuales
4	\$44,151.80	Beneficios Netos anuales
5	\$44,151.80	Beneficios Netos anuales
6	\$44,151.80	Beneficios Netos anuales
7	\$44,151.80	Beneficios Netos anuales
8	\$44,151.80	Beneficios Netos anuales
9	\$44,151.80	Beneficios Netos anuales
10	\$44,151.80	Beneficios Netos anuales

.

Total Ingresos	\$441,518	
Tasa de Interés:	10.00%	
TIR	132%	Tasa interna de Retorno
VAN	\$ 237,837	Valor Actual Neto

# **CAPITULO IV**

## **DISCUSIONES**

4.1. En la evaluación actual al rendimiento energético, se consideró una temperatura promedio del agua de alimentación en condiciones actuales de 55°C y en mejora 100°C valor que es sugerido por las normas técnicas peruanas 350.

- 4.2. Se aisló el tanque de condensado para que trabaje a las nuevas condiciones de operación, seleccionando como aislante térmico a la lana mineral de roca, debido a su baja conductividad térmica.
- 4.3. La irradiancia solar promedio mensual de las provincias de la Libertad, siendo de importancia para esta tesis según la ubicación del hospital Belen la ciudad de Trujillo, teniendo un máximo de 7.13 KWh/m<sup>2</sup> en el mes de enero y un mínimo de 3.79 KWh/m<sup>2</sup> en el mes de junio.
- 4.4. Para determinar la superficie de irradiancia total, depende de la temperatura de salida del agua de los colectores, rendimiento del colector, Coeficientes de pérdidas, temperatura ambiente y calor útil ganado por el agua en los colectores.
- 4.5. Se seleccionaron los colectores solares del catálogo IBERSOLAR, debido a que es un proveedor comercial en el Perú.
- 4.6. Para determinar la temperatura del agua de precalentamiento de los colectores, se consideró una temperatura de salida del agua de alimentación de 100°C, manteniendo los mismos flujos de agua de reposición y condensado.
- 4.7. En el ahorro de combustible diesel, se consideró el periodo de tiempo máximo de  $5840 \frac{h}{año}$ .
- 4.8. Para el análisis económico se consideró un costo unitario del combustible diesel de  $9.45 \frac{N.S}{Gal}$ , valor al cual compra el combustible el Hospital Belen.
- 4.9. Para el análisis financiero se realizó con una tasa de interés del 10%, con periodo de 10años.
- 4.10. Los criterios para asumir los costos en mano de obra y obras civiles, fueron considerados similares a los costos en obras de instalación de paneles solares en viviendas unifamiliares con mano de obra especializada.

# CAPITULO V

## CONCLUSIONES

- 5.1. Se concluye que el rendimiento energético del caldero Intensa de 100BHP en condiciones actuales cuando la temperatura de agua de alimentación es 55°C, es: 76%.
- 5.2. Se aisló el tanque de condensado para las nuevas condiciones de operación, obteniendo un espesor de 1.87pulg de lana mineral, con un total de 4 fardos.
- 5.3. Se determinó que la irradiancia solar promedio en Trujillo, con un ángulo de elevación de 25°C, es  $5580.8 \frac{W}{m^2}$  valor promedio anual en la ciudad de Trujillo, ubicación del Hospital Belen.
- 5.4. Se determinó que la superficie necesaria de los colectores solares para calentar el agua de reposición a 86°C, es 17.38 m<sup>2</sup> con un total de 8 colectores solares.
- 5.5. Se concluye que los colectores solares a implementar son el modelo OPS-V250, proveedor IBERSOLAR en Perú.

- 5.6. Se determinó que la temperatura del agua de reposición con precalentamiento en colectores solares, para lograr una temperatura de agua de alimentación 100°C, debe de ser: 86°C
- 5.7. Se concluye que el consumo diesel de la caldera con la implementación de colectores solares es 27.76 Gal/h, con un ahorro de 2.24 Gal/h.
- 5.8. El rendimiento mejorado de la caldera Intensa de 100BHP en condiciones de mejora incremento a 79%.
- 5.9. Se determinó que el rendimiento energético de los colectores es 74%, siendo factible su operación.
- 5.10. Se determinó la ubicación de los colectores solares en una área de 31.98 m<sup>2</sup>, siendo solo necesarios 17.38 m<sup>2</sup> para la implementación de los colectores.
- 5.11. Se concluye que con la implementación de colectores solares el beneficio en reducción de combustible es  $123625 \frac{\text{N.S}}{\text{año}}$ .
- 5.12. La inversión en activos fijos es: 93680.00 N. S
- 5.13. El retorno operacional de la inversión es: 9meses
- 5.14. El valor actual neto es: \$ 237837.00
- 5.15. La tasa interna de rentabilidad es: 132% lo que justifica el presente.
- 5.16. La caldera Pirotubular INTENSA de 100bhp del Hospital Belén-Trujillo, trabaja durante un periodo de 16 horas al día.
- 5.17. La cantidad de horas de funcionamiento de la caldera pirotubular INTENSA de 100bhp, es de 16 horas por día.





# **CAPITULO VI**

## **RECOMENDACIONES**

- 6.1. Se recomienda capacitar al personal para la nueva tecnología adquirida.
- 6.2. Se recomienda realizar un diagrama de Gantt previsto para las diferentes tareas o actividades a lo largo de un tiempo total determinado.
- 6.3. Se recomienda invertir en la selección total de los colectores solares y así poder obtener su beneficio neto y retorno operacional de 9 meses.
- 6.4. Se recomienda para estudio posteriores, la investigación sobre el valor promedio de irradiancia solar entre enero a diciembre, utilizado en el algoritmo matemático para el cálculo del rendimiento energético del colector solar, considerando que en épocas de baja irradiancia, el consumo podría exceder el valor considerado en el cálculo.

# CAPITULO VII

## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

**Beltran Pulido Rafael. 2008.** *Conversion Termica de Energia*. Primera. Bogota : Universidad de los Andes, Facultad de Ingeniería, 2008. págs. 15-37. 978-958-695-385-6.

**Berrones Galarza, Juan Giovanny y ponce Benavides, Christian Giovanny. 20013.**

Tesis para optar el grado de ingeniero Mecanico: Auditoria energetica del sistema de vapor del hospital de niños"Baca Ortiz" Escuela Politecnica Nacional.

**Cengel, Yunus A. 2007. *Trasferencia de Calor y Masa*. Tercera. Mexico : Litrografica Ingramex , 2007. págs. 355-390. 978-970-10-6173-2.**

**Díez, Pedro Fernández. 2000.** Biblioteca sobre ingeniería energética . *Energía Solar*. [En línea] septiembre de 2000. [Citado el: 15 de Abril de 2014.] <http://es.libros.redsauce.net/>. 0-08034315-5.

**Díez, Pedro Fernández. 2000.** Biblioteca sobre ingeniería energética . *Colectores solares*. [En línea] septiembre de 2000. [Citado el: 20 de Abril de 2014.] <http://es.libros.redsauce.net/>. 0917352-05.

**Martínez, Jose Francisco Arnau y Jacobi, Alberto Broatch. 2010. *Ejercicios Resueltos de Maquinas Térmicas*. Primera. Valencia : Universitat Politècnica , 2010. pág. 239. 978-84-8363591-9.**

**Rodríguez Valencia, Hernán Manuel. 2012.** Tesis para optar el grado de ingeniero Físico: “Diseño, construcción y caracterización de un colector solar plano de aire”. Universidad de Santiago De Chile

**Salcedo Villanueva, Rafael. 2012.** “La energía solar en edificación; un estudio de los diferentes tipos de energía solar aplicable a edificación, Caso estudio del tipo de energía solar térmica para su dimensionado, instalación y cuantificación del ahorro de energía convencional”. Universidad Nacional Autónoma De México.

**Wark, Kenneth y Richards., Donald E. 2001.** *Termodinamica*. Sexta. Madrid : Concepcion Fernandez Madrid., 2001. págs. 607 -673. 84-481-2829-x.

## **ANEXOS**

## A.1 Tabla termodinámica: propiedades físicas del agua saturada

Steam Table (the 1967 IFC Formulation)											
Steam Table (Complete Range)			Saturation Zone			Diagrams		About			
P (bar)	T (°C)	x	v (m³/kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg°C)	v' (m³/kg)	h' (kJ/kg)	s' (kJ/kg°C)	v'' (m³/kg)	h'' (kJ/kg)	s'' (kJ/kg°C)
0.0234	20					0.001002	83.9	0.29629	57.8384	2538.2	8.66840
0.1574	55					0.001014	230.2	0.76771	9.57888	2601.0	7.99255
0.6011	86					0.001033	360.1	1.14598	2.72716	2653.6	7.53209
1.0132	100					0.001044	419.1	1.30686	1.67299	2676.0	7.35538
1.9854	120					0.001061	503.7	1.52759	0.89152	2706.0	7.12928
7.9	169.894					0.001114	718.7	2.04059	0.24314	2767.0	6.66390

**A.2 Tabla de gases de combustión – Propiedades termofísicas de los gases**

T[°C]	$\rho$ Kg [ <sub>3</sub> ] m	Cp KJ [ <sub>      </sub> ] Kg°K	$\lambda * 10^2$ [ $\frac{W}{m^{\circ}K}$ ]	$a * 10^2$ [ $\frac{m^2}{h}$ ]	$\mu * 10^6$ [ $\frac{N.s}{m^2}$ ]	$\nu * 10^6$ [ $\frac{m^2}{seg}$ ]	Pr _
0	1,295	1,045	2,2794	6,08	15,7842	12,2	0,72
100	0,95	1,0676	3,1284	11,10	20,3949	21,54	0,69
200	0,748	1,0969	4,0123	17,60	24,4955	32,80	0,67
300	0,617	1,1221	4,8380	25,16	28,2331	45,81	0,65
400	0,525	1,1514	5,6987	35,04	31,6863	60,38	0,64
500	0,457	1,1849	6,5593	43,61	43,8549	76,30	0,63
600	0,405	1,2142	7,4199	54,32	37,8666	93,61	0,62
700	0,363	1,2393	8,2689	66,17	40,6918	112,10	0,61
800	0,329	1,2644	9,1528	79,09	43,3798	131,80	0,60
900	0,301	1,2895	10,0134	92,87	45,9108	152,50	0,59
1000	0,275	1,3063	10,8973	109,21	48,3633	174,30	0,58
1110	0,257	1,3230	11,7463	124,37	50,7078	197,10	0,57
1200	0,24	1,3398	12,6185	141,27	52,9936	221,0	0,56

### A.3. Tabla de propiedades termofísicas del aire

Propiedades del aire a la presión de 1 atm							
Temp., $T, ^\circ\text{C}$	Densidad, $\rho, \text{kg/m}^3$	Calor específico, $c_p, \text{J/kg} \cdot \text{K}$	Conductividad térmica, $k, \text{W/m} \cdot \text{K}$	Difusividad térmica, $\alpha, \text{m}^2/\text{s}$	Viscosidad dinámica, $\mu, \text{kg/m} \cdot \text{s}$	Viscosidad cinemática, $\nu, \text{m}^2/\text{s}$	Número de Prandtl, $Pr$
-150	2.866	983	0.01171	$4.158 \times 10^{-6}$	$8.636 \times 10^{-6}$	$3.013 \times 10^{-6}$	0.7246
-100	2.038	966	0.01582	$8.036 \times 10^{-6}$	$1.189 \times 10^{-5}$	$5.837 \times 10^{-6}$	0.7263
-50	1.582	999	0.01979	$1.252 \times 10^{-5}$	$1.474 \times 10^{-5}$	$9.319 \times 10^{-6}$	0.7440
-40	1.514	1002	0.02057	$1.356 \times 10^{-5}$	$1.527 \times 10^{-5}$	$1.008 \times 10^{-5}$	0.7436
-30	1.451	1004	0.02134	$1.465 \times 10^{-5}$	$1.579 \times 10^{-5}$	$1.087 \times 10^{-5}$	0.7425
-20	1.394	1005	0.02211	$1.578 \times 10^{-5}$	$1.630 \times 10^{-5}$	$1.169 \times 10^{-5}$	0.7408
-10	1.341	1006	0.02288	$1.696 \times 10^{-5}$	$1.680 \times 10^{-5}$	$1.252 \times 10^{-5}$	0.7387
0	1.292	1006	0.02364	$1.818 \times 10^{-5}$	$1.729 \times 10^{-5}$	$1.338 \times 10^{-5}$	0.7362
5	1.269	1006	0.02401	$1.880 \times 10^{-5}$	$1.754 \times 10^{-5}$	$1.382 \times 10^{-5}$	0.7350
10	1.246	1006	0.02439	$1.944 \times 10^{-5}$	$1.778 \times 10^{-5}$	$1.426 \times 10^{-5}$	0.7336
15	1.225	1007	0.02476	$2.009 \times 10^{-5}$	$1.802 \times 10^{-5}$	$1.470 \times 10^{-5}$	0.7323
20	1.204	1007	0.02514	$2.074 \times 10^{-5}$	$1.825 \times 10^{-5}$	$1.516 \times 10^{-5}$	0.7309
25	1.184	1007	0.02551	$2.141 \times 10^{-5}$	$1.849 \times 10^{-5}$	$1.562 \times 10^{-5}$	0.7296
30	1.164	1007	0.02588	$2.208 \times 10^{-5}$	$1.872 \times 10^{-5}$	$1.608 \times 10^{-5}$	0.7282
35	1.145	1007	0.02625	$2.277 \times 10^{-5}$	$1.895 \times 10^{-5}$	$1.655 \times 10^{-5}$	0.7268
40	1.127	1007	0.02662	$2.346 \times 10^{-5}$	$1.918 \times 10^{-5}$	$1.702 \times 10^{-5}$	0.7255
45	1.109	1007	0.02699	$2.416 \times 10^{-5}$	$1.941 \times 10^{-5}$	$1.750 \times 10^{-5}$	0.7241
50	1.092	1007	0.02735	$2.487 \times 10^{-5}$	$1.963 \times 10^{-5}$	$1.798 \times 10^{-5}$	0.7228
60	1.059	1007	0.02808	$2.632 \times 10^{-5}$	$2.008 \times 10^{-5}$	$1.896 \times 10^{-5}$	0.7202
70	1.028	1007	0.02881	$2.780 \times 10^{-5}$	$2.052 \times 10^{-5}$	$1.995 \times 10^{-5}$	0.7177
80	0.9994	1008	0.02953	$2.931 \times 10^{-5}$	$2.096 \times 10^{-5}$	$2.097 \times 10^{-5}$	0.7154
90	0.9718	1008	0.03024	$3.086 \times 10^{-5}$	$2.139 \times 10^{-5}$	$2.201 \times 10^{-5}$	0.7132
100	0.9458	1009	0.03095	$3.243 \times 10^{-5}$	$2.181 \times 10^{-5}$	$2.306 \times 10^{-5}$	0.7111
120	0.8977	1011	0.03235	$3.565 \times 10^{-5}$	$2.264 \times 10^{-5}$	$2.522 \times 10^{-5}$	0.7073
140	0.8542	1013	0.03374	$3.898 \times 10^{-5}$	$2.345 \times 10^{-5}$	$2.745 \times 10^{-5}$	0.7041
160	0.8148	1016	0.03511	$4.241 \times 10^{-5}$	$2.420 \times 10^{-5}$	$2.975 \times 10^{-5}$	0.7014
180	0.7788	1019	0.03646	$4.593 \times 10^{-5}$	$2.504 \times 10^{-5}$	$3.212 \times 10^{-5}$	0.6992
200	0.7459	1023	0.03779	$4.954 \times 10^{-5}$	$2.577 \times 10^{-5}$	$3.455 \times 10^{-5}$	0.6974
250	0.6746	1033	0.04104	$5.890 \times 10^{-5}$	$2.760 \times 10^{-5}$	$4.091 \times 10^{-5}$	0.6946
300	0.6158	1044	0.04418	$6.871 \times 10^{-5}$	$2.934 \times 10^{-5}$	$4.765 \times 10^{-5}$	0.6935
350	0.5664	1056	0.04721	$7.892 \times 10^{-5}$	$3.101 \times 10^{-5}$	$5.475 \times 10^{-5}$	0.6937
400	0.5243	1069	0.05015	$8.951 \times 10^{-5}$	$3.261 \times 10^{-5}$	$6.219 \times 10^{-5}$	0.6948
450	0.4880	1081	0.05298	$1.004 \times 10^{-4}$	$3.415 \times 10^{-5}$	$6.997 \times 10^{-5}$	0.6965
500	0.4565	1093	0.05572	$1.117 \times 10^{-4}$	$3.563 \times 10^{-5}$	$7.806 \times 10^{-5}$	0.6986
600	0.4042	1115	0.06093	$1.352 \times 10^{-4}$	$3.846 \times 10^{-5}$	$9.515 \times 10^{-5}$	0.7037
700	0.3627	1135	0.06581	$1.598 \times 10^{-4}$	$4.111 \times 10^{-5}$	$1.133 \times 10^{-4}$	0.7092
800	0.3289	1153	0.07037	$1.855 \times 10^{-4}$	$4.362 \times 10^{-5}$	$1.326 \times 10^{-4}$	0.7149
900	0.3008	1169	0.07465	$2.122 \times 10^{-4}$	$4.600 \times 10^{-5}$	$1.529 \times 10^{-4}$	0.7206
1000	0.2772	1184	0.07868	$2.398 \times 10^{-4}$	$4.826 \times 10^{-5}$	$1.741 \times 10^{-4}$	0.7260
1500	0.1990	1234	0.09599	$3.908 \times 10^{-4}$	$5.817 \times 10^{-5}$	$2.922 \times 10^{-4}$	0.7478
2000	0.1553	1264	0.11113	$5.664 \times 10^{-4}$	$6.630 \times 10^{-5}$	$4.270 \times 10^{-4}$	0.7539

*Nota:* Para los gases ideales, las propiedades  $c_p$ ,  $k$ ,  $\mu$  y  $Pr$  son independientes de la presión. Las propiedades  $\rho$ ,  $\nu$  y  $\alpha$  a una presión  $P$  (en atm) diferente de 1 atm se determinan al multiplicar los valores de  $\rho$ , a la temperatura dada, por  $P$  y al dividir  $\nu$  y  $\alpha$  entre  $P$ .

*Fuente:* Datos generados basándose en el software EES desarrollado por S. A. Klein y F. L. Alvarado. Fuentes originales: Keenan, Chao, Keyes, Gas Tables, Wiley, 198, y Thermophysical Properties of Matter, Vol. 3: Thermal Conductivity, Y. S. Touloukian, P. E. Liley, S. C. Saxena, Vol. 11: Viscosity, Y. S. Touloukian, S. C. Saxena y P. Hestermans, IFI/Plenum, NY, ISBN 0-306067020-8.

### A.4 Propiedades termofísicas del petróleo Diesel D-2:



<i>Temperatura</i> °C	<i>Densidad</i> $\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	<i>Calor específico</i> $c_p$ (J/kg°K)	<i>Cond. térmica</i> $k$ (W/m°K)	<i>Difus. térmica</i> $\alpha \cdot 10^{10}$ (m <sup>2</sup> /s)	<i>Visc. dinámica</i> $\eta \cdot 10^3$ (N/s.m <sup>2</sup> )	<i>Visc. cinemática</i> $\nu \cdot 10^6$ (m <sup>2</sup> /s)	<i>N° de Prandtl</i> $Pr$
10	885	1650	0,111	763	33,45	37,8	495
20	879	1710	0,111	736	21,1	24	326
30	873	1780	0,11	707	13,44	15,4	218
40	867	1830	0,109	688	9,364	10,8	157

#### A.5. Especificaciones técnicas de lana mineral de roca.

## CATALOGO DE PRODUCTOS AISLANTES

### Lana Mineral de Roca

#### Rockwool Board

Los paneles de lana mineral de roca son considerados como el material mas ligero y más económico de los materiales aislantes para uso comercial e industrial. Es útil para aislamiento térmico y acústico y para protección contra fuego en fabricas, plantas de fuerza, calderos, almacenamientos fríos y calientes,



Description	Specification
Densidad	40,60,80,10,150 kg/m <sup>3</sup>
Espesor	30,50,80,100 mm
Dimensiones(LxA)	1200 x 600 mm
Conductividad Térmica	0.035w/mk a 70 °C
Protección contra fuego	No combustible, grado A
Resistencia a la Temp.	450 °C
Prueba contra humid.	<95%

#### Rockwool Pipe

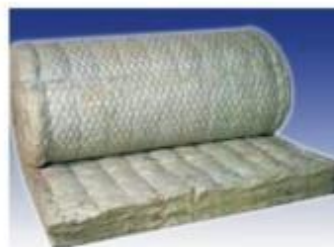


Las cañuelas preformadas de lana mineral de roca son un material económico y ligero, se utilizan para aislamiento térmico y acústico y para protección al fuego en plantas de fuerza, dispositivos de combustible, fábricas, sistemas de aire acondicionado

Description	Specification
Densidad	32,40,48,64 kg/m <sup>3</sup>
Espesor	25,30,50 mm
Longitud	1000 mm
Diámetro interno	De 18mm a 4500mm
Conductividad térmica	0.35w/mk a 70 °C
Protección contra fuego	No combustible, gradoA
Resistencia a la Temp.	600 °C
Prueba contra humid.	<95%

#### Rockwool Blanket

La manta flexible de lana mineral de roca es un material suave y de fácil instalación. Se usa para la protección contra fuego y aislamiento térmico y acústico en depósitos de combustible de grandes dimensiones, calderos, techos, etc. Puede venir con o sin refuerzo de malla metálica galvanizada.



Description	Specification
Densidad	60,80,100,120 kg/m <sup>3</sup>
Espesor	40,50,60,70,80,100 mm
Dimensiones(LxA)	5000*600,5000*910 mm
Conductividad Térmica	0.035w/mk a 70 °C
Protección contra fuego	No combustible, grado A
Resistencia a la Temp.	600 °C
Prueba contra humid.	<95%

### Anexo A.6. Catalogo IBERSOLAR



**IBERSOLAR®**  
SOLUCIONES DE ENERGÍA SOLAR

---

**CATÁLOGO SOLAR TÉRMICA 2008**

---

Nueva Gama de  
Productos

# PRESENTACIÓN

Ibersolar Energía S.A. se fundó con una clara filosofía, orientación y compromiso: hacer del mundo un lugar mejor para el disfrute de las generaciones venideras. Por ello Ibersolar Energía S.A. es una empresa claramente comprometida con su actividad, el entorno y la sociedad, abogando por un cambio de paradigma en el uso y en el modo de generar la energía que nos mueve.

Desde su fundación en 1999, IBERSOLAR se ha puesto como objetivo principal el desarrollo, producción y distribución de productos y sistemas de energía solar térmica, fotovoltaica y de climatización por absorción con el fin de ofrecer día a día mejores productos, mayor calidad y menores costes.

La sede central de Ibersolar se encuentra en Gavà, Barcelona, contando con delegaciones en Madrid y Sevilla. Igualmente, la empresa ha desarrollado una amplia red comercial a nivel nacional con una importante presencia en las principales capitales de provincia.

Ibersolar es una empresa que se caracteriza también por su gran vocación internacional, y se encuentra actualmente desarrollando un ambicioso proyecto de expansión, contando ya en la actualidad con filiales en Italia y Eslovenia, e introduciéndose actualmente en Francia y Portugal. En los planes de internacionalización para el futuro próximo, Ibersolar cuenta con expandir y ampliar su presencia en Europa del Este, Sudamérica y en el Noroeste de África.

## **[www.iversolar.com](http://www.iversolar.com)**

Desde IBERSOLAR, a través de nuestra página web, podrá acceder a cuestionarios para ayudarle en la definición y realización de las instalaciones, programas de dimensionado, manuales técnicos de instalación y documentación complementaria.

## **Calidad**

Nuestra política de calidad y compromiso medioambiental quedan avaladas con la consecución y mantenimiento de las certificaciones ISO 9001-2000 E ISO 14001-2004.

### CAPTADOR PLANO VERTICAL SELECTIVO OPS-V250

El captador plano vertical OPS-V250 posee un absorbedor de aluminio con recubrimiento selectivo (Sunselect) con tubos verticales de cobre en disposición de parrilla, unidos al absorbedor con soldadura láser. Se ofrece con un área de 2.50 m² de superficie. Están disponibles para sistemas de circulación natural y forzada.



#### Información Técnica de Producto

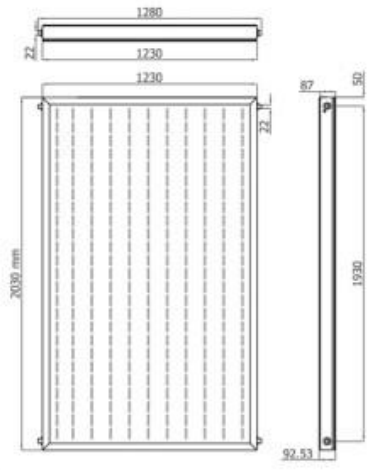
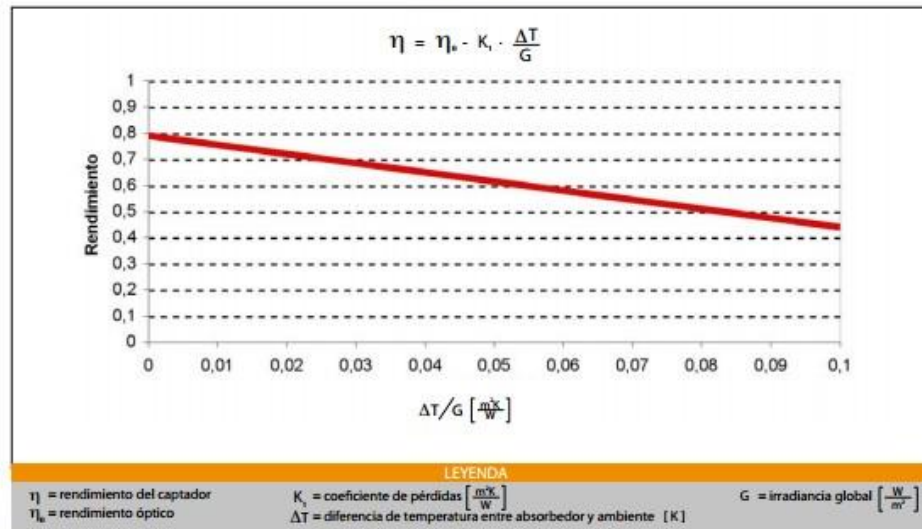
- Material del absorbedor: láminas de aluminio y tubo de cobre.
- Tratamiento de la superficie del absorbedor: selectivo(Sunselect).
- Material de sellado: EPDM y silicona.
- Material de la carcasa (marco y cubierta trasera): aluminio.
- Material de aislamiento: lana de roca de 50 kg/ m³, con espesor de 50 mm.
- Garantía: 5 años.

REFERENCIA		01010110/100405
Modelo		OPS-V250
Captador	Unidades	Valores
Dimensiones (Ancho x Alto x Profundo)	mm	1230 x 2030 x 92.5
Área bruta	m²	2.50
Área de apertura	m²	2.30
Número de cubiertas		1
Espesor de la cubierta	mm	4
Material de la cubierta		Vidrio templado de bajo contenido en hierro
Tubos verticales		11 tubos de cobre
Diámetro de los tubos verticales	mm	8
Separación entre tubos	mm	100
Tubos horizontales		2 tubos de cobre
Diámetro de los tubos horizontales	mm	22
Construcción tipo		Parrilla
Peso en vacío	kg	50.50
Peso en funcionamiento	kg	52.77
Material de la carcasa		Aluminio lacado gris
Absorbedor		
Tratamiento del absorbedor		SunSelect
Rendimiento óptico	%	78.6
Coefficiente de pérdidas $k_1$	W/m²K	3.62
Aislamiento		Lana de Roca
Espesor aislamiento lateral y posterior	mm	20 / 50
Hidráulica		
Volumen fluido caloportador	litros	1.64
Fluido Caloportador		Propilenglicol
Presión de trabajo	bar	10
Presión de prueba	bar	15
Caudal recomendado	l/hm²	50
Conexiones de tubo liso	mm	22
Temperatura de estancamiento *	°C	217 °C + T° ambiente

\* Radiación a 1000 W/m²



CURVA DE RENDIMIENTO DEL CAPTADOR PLANO VERTICAL SELECTIVO  
OPS-V250 \*











**REFERENCIAS DE ESTRUCTURAS PARA CAPTADOR PLANO  
VERTICAL SELECTIVO OPS-V250**

Inclinación	1 Captador	2 Captadores
0°	01080110/100373	01080110/100375
45°	01080210/100374	01080210/100376
Racor de Unión	01090600/101241	
Tapón	01090600/100024	

IBERSOLAR ENERGÍA, S.A.  
 Pol. Ind. Camí Ral · C/ Isaac Peral 13 Nave 9 · 08850 Gavà (Barcelona)  
 Tel. (+34) 936 350 440 · Fax. (+34) 936 654 510 · info@ibersolar.com · www.ibersolar.com

## A.7. Catálogo de pernos

SAE Specifications for Steel Bolts

SAE Grade No.	Size Range Inclusive, in	Minimum Proof Strength,* kpsi	Minimum Tensile Strength,* kpsi	Minimum Yield Strength,* kpsi	Material	Head Marking
1	$\frac{1}{4}$ – $1\frac{1}{2}$	33	60	36	Low or medium carbon	
2	$\frac{1}{4}$ – $\frac{3}{4}$	55	74	57	Low or medium carbon	
	$\frac{7}{8}$ – $1\frac{1}{2}$	33	60	36		
4	$\frac{1}{4}$ – $1\frac{1}{2}$	65	115	100	Medium carbon, cold-drawn	
5	$\frac{1}{4}$ –1	85	120	92	Medium carbon, Q&T	
	$1\frac{1}{8}$ – $1\frac{1}{2}$	74	105	81		
5.2	$\frac{1}{4}$ –1	85	120	92	Low-carbon martensite, Q&T	
7	$\frac{1}{4}$ – $1\frac{1}{2}$	105	133	115	Medium-carbon alloy, Q&T	
8	$\frac{1}{4}$ – $1\frac{1}{2}$	120	150	130	Medium-carbon alloy, Q&T	
8.2	$\frac{1}{4}$ –1	120	150	130	Low-carbon martensite, Q&T	

## A.8. Propiedades de los materiales:

Material	Modulus of Elasticity E		Modulus of Rigidity G		Poisson's Ratio $\nu$	Unit Weight w		
	Mpsi	GPa	Mpsi	GPa		lbf/in <sup>3</sup>	lbf/ft <sup>3</sup>	kN/m <sup>3</sup>
Aluminum (all alloys)	10.4	71.7	3.9	26.9	0.333	0.098	169	26.6
Beryllium copper	18.0	124.0	7.0	48.3	0.285	0.297	513	80.6
Brass	15.4	106.0	5.82	40.1	0.324	0.309	534	83.8
Carbon steel	30.0	207.0	11.5	79.3	0.292	0.282	487	76.5
Cast iron (gray)	14.5	100.0	6.0	41.4	0.211	0.260	450	70.6
Copper	17.2	119.0	6.49	44.7	0.326	0.322	556	87.3
Douglas fir	1.6	11.0	0.6	4.1	0.33	0.016	28	4.3
Glass	6.7	46.2	2.7	18.6	0.245	0.094	162	25.4
Inconel	31.0	214.0	11.0	75.8	0.290	0.307	530	83.3
Lead	5.3	36.5	1.9	13.1	0.425	0.411	710	111.5
Magnesium	6.5	44.8	2.4	16.5	0.350	0.065	112	17.6
Molybdenum	48.0	331.0	17.0	117.0	0.307	0.368	636	100.0
Monel metal	26.0	179.0	9.5	65.5	0.320	0.319	551	86.6
Nickel silver	18.5	127.0	7.0	48.3	0.322	0.316	546	85.8
Nickel steel	30.0	207.0	11.5	79.3	0.291	0.280	484	76.0
Phosphor bronze	16.1	111.0	6.0	41.4	0.349	0.295	510	80.1
Stainless steel (18-8)	27.6	190.0	10.6	73.1	0.305	0.280	484	76.0
Titanium alloys	16.5	114.0	6.2	42.4	0.340	0.160	276	43.4

#### A.9. Esfuerzo admisible según el tipo de terrenos:

Naturaleza	Esfuerzo admisible KPa
Roca dura solida	2400
Pizarra o roca mediana	960
Roca blanda	480
Arcilla dura o grava compacta	380
Arcilla blanda o arena suelta	100

Se realizó una visita técnica al Hospital Belen, de la ciudad de Trujillo, departamento de La Libertad, obteniendo las siguientes fotografías del área de calderas.

**Caldera pirotubular, Marca: Intensa de 100BHP.**





**Parámetros nominales de la caldera Intensa de 100BHP**



**Condensador industrial: mezclador de agua de reposición y condensado.**



**Sistema de tratamiento de agua por ablandadores, para tratar el agua de reposición.**

